

LABORATORIO VIRTUAL PARA LA MEDICIÓN DE LAS FUERZAS DE FRE-
NADO EN INSPECCIÓN DEL PARQUE DE VEHÍCULOS INDUSTRIALES

D. ÁLVARO BARBA NIETO

en cumplimiento parcial de los requisitos para el grado de Doctor en
INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ORGANIZACIÓN INDUSTRIAL

Universidad Carlos III de Madrid

Director:

D. JOSÉ LUIS SAN ROMÁN GARCÍA

Leganés, 04 de marzo 2019

Esta tesis se distribuye bajo licencia
“Creative Commons Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada”.



A mi familia, novia y amigos

Agradecimientos

Quiero expresar mis más sinceros agradecimientos a todas aquellas personas que han estado involucradas directa o indirectamente en la realización de esta tesis doctoral.

En primer lugar, quiero agradecer a mi tutor de tesis, José Luis San Román García, el haberme dado la oportunidad de realizar el proyecto fin de carrera, el trabajo fin de master y esta tesis doctoral junto a él, así como su ayuda durante el desarrollo de estos trabajos. Quería agradecerle también el haberme ofrecido la oportunidad de trabajar en el Laboratorio de la Universidad y posteriormente como profesor e investigador en formación. Muchas gracias.

Por supuesto, agradecer la colaboración de la Junta de Extremadura y el Ministerio de Defensa, permitiéndonos hacer inspecciones en sus estaciones ITV, los cuales han sido vitales de cara a poder desarrollar y validar los modelos presentados en esta tesis. También agradecer a otras muchas estaciones ITV de toda España, las cuales, nos facilitaron los resultados de inspección que obtenían utilizando el software fBRAKE.

No podía faltar el agradecimiento a toda la Universidad Carlos III de Madrid, especialmente al grupo MECATRAN perteneciente al Departamento de Ingeniería Mecánica, cuyos profesores me ayudaron en el desarrollo de esta tesis y me enseñaron mucho del trabajo de profesor durante los años que estuve junto a ellos.

Gracias también a mis padres y a mi hermana por estar siempre ahí apoyándome tanto en los buenos momentos como en los no tan buenos.

También quisiera agradecer a los amigos de siempre el estar ahí, el seguir siendo igual de amigos, aún después de estar muchas semanas sin vernos, por tener que trabajar o tener que avanzar la tesis.

Y como no, quisiera agradecer el apoyo incondicional, su compañía, su complicidad y sus ánimos cuando más me costaba seguir con la tesis o con cualquier otro proyecto de mi vida, a la persona más importante en mi vida. Mil gracias por todo Maite.

A todos vosotros y a alguno más que seguro se me ha olvidado, una vez más: ¡MUCHAS GRACIAS!

Contenidos publicados y presentados

Á. Barba Nieto, J. L. San Román García y A. Muñoz Muñoz, «Aplicabilidad de la norma ISO 21069 al parque español de vehículos industriales para la determinación de la eficacia de frenado»

- Autor - Proyecto Final de Carrera (Ingeniería Industrial)
- Universidad Carlos III de Madrid (Campus de Leganés)
- Fecha publicación: 29/10/2012
- Nota: 10 – Matrícula de Honor
- Incluido parcialmente en la tesis: Capítulo 1, Capítulo 2, Capítulo 3, Capítulo 4, Capítulo 5 y Capítulo 7
- NOTA: El material de esta fuente incluido en la tesis no está señalado por medios tipográficos ni referencias.

Á. Barba Nieto y J. L. San Román García, «Análisis de las fuerzas de frenado de semirremolques y remolques de eje central sobre frenómetro de rodillos en inspección»

- Autor - Trabajo Final de Máster (Máster en Ingeniería de Máquinas y Transportes)
- Universidad Carlos III de Madrid (Campus de Leganés)
- Fecha publicación: 26/03/2014
- Nota: 10 – Sobresaliente
- Incluido parcialmente en la tesis: Capítulo 1, Capítulo 2, Capítulo 3, Capítulo 4, Capítulo 5 y Capítulo 7
- NOTA: El material de esta fuente incluido en la tesis no está señalado por medios tipográficos ni referencias.

Á. Barba Nieto, J. L. San Román García y V. Díaz López, «Laboratorio virtual para la medición de las fuerzas de frenado en inspección del parque de vehículos industriales»

- Autor y ponente - XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica
- Fecha presentación: 25/09/2014
- Incluido parcialmente en la tesis: Capítulo 1, Capítulo 2, Capítulo 3, Capítulo 4, Capítulo 5, Capítulo 7
- NOTA: El material de esta fuente incluido en la tesis no está señalado por medios tipográficos ni referencias.

Á. Barba Nieto, J. L. San Román García, V. Díaz López y A. Gauchía Babé,
«fBRAKE: Alternative methodology for braking efficiency determination on
vehicle technical inspection according to Directive 2010/48/EU»

- Autor principal - Artículo JCR: International Journal of Heavy Vehicle Systems (IJHVS), vol. 22, nº 4, pp. 311 - 337
- Fecha publicación: 27/11/2015
- DOI: 10.1504/IJHVS.2015.073200
- Página web: <https://www.inderscience.com/info/inarticle.php?artid=73200>
- Incluido parcialmente en la tesis: Capítulo 1, Capítulo 2, Capítulo 3, Capítulo 4, Capítulo 5, Capítulo 7
- NOTA: El material de esta fuente incluido en la tesis no está señalado por medios tipográficos ni referencias.

Á. Barba Nieto, J. L. San Román García, V. Díaz López y S. Sanz Sánchez,
«Analysis of results obtained on vehicle technical inspection using fBRAKE in
Spain and development of a new model for semi-trailers based on Regulation
No. 13»

- Autor principal - Artículo JCR: International Journal of Heavy Vehicle Systems (IJHVS), vol. 25, nº 2, pp. 163 - 188
- Fecha publicación: 21/03/2018
- DOI: 10.1504/IJHVS.2018.091001
- Página web: <https://www.inderscience.com/info/inarticle.php?artid=91001>
- Incluido parcialmente en la tesis: Capítulo 1, Capítulo 2, Capítulo 3, Capítulo 4, Capítulo 5, Capítulo 7
- NOTA: El material de esta fuente incluido en la tesis no está señalado por medios tipográficos ni referencias.

Otros méritos de investigación

Presentación de fBRAKE a la “Asociación Española de Entidades Colaboradoras de la Administración en la Inspección Técnica de Vehículos (AECA-ITV)”

- Ponente
- Fecha presentación: 29/11/2012

Jornada Técnica sobre Frenada de Vehículos Industriales en las ITV – Presentación de fBRAKE con inspecciones a camiones en ITV y explicación del método.

- Ponente
- Fecha de realización: 12/02/2014 y 13/02/2014

Cómo pasar la ITV en vacío sin problemas – fBRAKE»

- Artículo de revista: "Transporte Profesional" edición marzo 2014
- Página web: <http://www.transporteprofesional.es/reportajes-revista/item/4323-como-pasar-itv-en-vacio-sin-problemas.html>

«Investigadores de la UC3M mejoran los sistemas de inspección de frenada de las ITV»

- Artículo página web: Universidad Carlos III de Madrid
- Fecha de publicación: 27/07/2016
- Página web: http://www.uc3m.es/ss/Satellite/UC3MInstitucional/es/Detalle/Comunicacion_C/1371222253883/1371215537949/Investigadores_de_la_UC3M_mejoran_los_sistemas_de_inspeccion_de_frenada_de_las_ITV
- Página web: <https://youtu.be/0fR7d8kXhT4>

Colaborador para la redacción de norma UNE 26110 en el Comité Técnico de Normalización de AENOR: AEN/CTN 26/GT2 "Validación de métodos de frenado equivalentes al definido en la ISO 21069"

- Investigador
- Fecha creación CTN: 24/03/2015
- Fecha publicación norma UNE: 21/03/2018

El método fBRAKE está en uso en las estaciones ITV de Extremadura, Galicia, Valencia, Navarra y en las estaciones ITV de las Fuerzas Armadas (Ministerio de Defensa)

Resumen

Debido a la entrada en vigor de la Directiva 2010/48/UE [1] relativa a la inspección técnica de vehículos (ITV), la cual tiene en cuenta las recomendaciones publicadas por el comité especializado en ITV a nivel internacional (CITA), se debe inspeccionar la eficacia del freno de servicio de los *“vehículos o remolques de masa máxima autorizada superior a 3.500 kg, de acuerdo con las normas dadas por la ISO 21069 [2] o los métodos equivalentes [1]”*.

La norma ISO 21069 [3] calcula la eficacia de frenado mediante el cociente del sumatorio de fuerzas de frenado y la Masa Máxima Autorizada (MMA) del vehículo (antes del cambio legislativo, en el denominador se utilizaba el peso del vehículo durante la inspección técnica). Por otro lado, las máximas fuerzas de frenado se obtienen cuando el vehículo circula a plena carga. Como consecuencia, los vehículos pesados deben inspeccionarse en un estado de carga tal que permita superar la eficacia de frenado mínima, existiendo vehículos que no pueden ser inspeccionados a plena carga por motivos técnicos, de seguridad o bien, porque el vehículo acuda a inspección sin carga. Como alternativa a la inspección en carga, la norma ISO 21069 [2] propone métodos de determinación de las fuerzas máximas de frenada mediante extrapolación de presiones. Esto obliga de la medición de presiones del sistema de frenado (existiendo vehículos en los que no es posible), aumentando el tiempo y complejidad de la inspección.

En esta tesis se han desarrollado e implementado cuatro familias de modelos de simulación equivalentes al propuesto por la norma ISO 21069 [2] (un total de 21 modelos) para la obtención de las máximas fuerzas de frenado de vehículos a motor, semirremolques, remolques y tractocamiones en ITV con MMA superior a 3.500 kg, a partir de las fuerzas de frenado en cualquier estado de carga.

Todos los modelos se han basado en el diseño y funcionamiento del sistema de frenado de los vehículos pesados y en la adherencia disponible entre el neumático y el frenómetro durante la inspección. A diferencia de otros métodos propuestos por la norma ISO 21069 [2], no requieren de la medición de presiones del vehículo, consiguiendo una inspección más rápida y posibilitando la inspección de todos los vehículos independientemente de su peso, uso y características del sistema de frenos.

Este método ha sido validado mediante métodos estadísticos aprobados por la norma UNE 26110 [4]. Se han utilizado los resultados más de 10.000 inspecciones de vehículos en estaciones ITV de toda España para el ajuste y la validación de los modelos.

Por último, estos modelos han sido implementados en una aplicación informática comercial, estando en uso actualmente en estaciones ITV de Extremadura, Galicia, Valencia, Navarra y en las estaciones ITV de las Fuerzas Armadas (Ministerio de Defensa); con el nombre comercial de *“fBRAKE”*.

Abstract

Due to the Directive 2010/48/EU [1] entry into force on roadworthiness tests for motor vehicles and their trailers (PTI), which take into account recommendations published by the Committee CITA (the acronym of International Motor Vehicle Inspection Committee), *“vehicles or trailers with a maximum permissible mass exceeding 3,500 kg has to be inspected following the standards given by ISO 21069 or equivalent methods [1]”*.

Standard ISO 21069 [2] determine braking efficiency as the ratio between sum of braking forces and vehicle Maximum Authorised Mass (MAM) (before the change in the regulatory framework, braking forces were divided by the inspection vehicle weight). Furthermore, maximum braking forces are obtained in fully laden condition. As a result, heavy vehicles must be inspected with enough weight to reach at least the minimum braking efficiency required. However, there are vehicles which cannot be inspected in laden condition for technical, safety reasons or because the vehicle is inspected unladen. Alternatively, standard ISO 21069 [2] provide methods to determinate maximum braking forces through pressure extrapolation without load or only partially loaded. This alternative force to measure braking system pressures (there exist vehicles in which this measure is not possible) and increasing time and complexity of the inspection.

In this PhD Thesis, four equivalent to standard ISO 21069 [2] simulation groups of models are developed and implemented (a total of 21 models). These models calculate maximum braking forces for motor vehicles, semi-trailers, trailers or tractor units for semi-trailer with permissible MAM exceeding 3,500 kg in PTI, using measured braking forces regardless of vehicle weight.

This model is not only based on heavy vehicles braking system design and operation but also considers adhesion force between tyre and roller brake tester. Proposed models overcome the main drawbacks of standard ISO 21069 [2] since measurement of braking system pressure is not necessary. Therefore, a more agile inspection is possible. Furthermore, these models are appropriate for all kinds of vehicles regardless of their weight, bodywork and braking system.

The proposed method has been validated with statistical methods approved by the Spanish Association for Standardisation (AENOR). More than 10,000 experimental tests have been done in PTI stations throughout Spain in order to adjust and validate models.

Finally, these models have been programmed in commercial software and they are in use in Spanish PTI stations of Extremadura, Galicia, Valencia, Navarra and military PTI (Ministry of Defence); with a trade name *“fBRAKE”*.

Índice general

AGRADECIMIENTOS.....	I
CONTENIDOS PUBLICADOS Y PRESENTADOS	III
OTROS MÉRITOS DE INVESTIGACIÓN.....	V
RESUMEN	VII
ABSTRACT.....	IX
ÍNDICE GENERAL.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS	XV
ÍNDICE DE TABLAS	XIX
LISTA DE SÍMBOLOS.....	XXI
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	1
1.1. MOTIVACIONES.....	1
1.1.1 <i>Historia y motivación de la ITV</i>	4
1.2. OBJETIVOS	5
1.3. CONTENIDO Y ORGANIZACIÓN DE LA TESIS	5
1.4. APORTACIONES DE LA TESIS.....	6
CAPÍTULO 2: EQUIPAMIENTO EN INSPECCIÓN ITV.....	9
2.1. INTRODUCCIÓN	9
2.1.1 <i>Ensayo sobre frenómetro</i>	9
2.1.1.1 Frenómetro de rodillos. Descripción.....	9
2.1.1.2 Funcionamiento del frenómetro [24]	12
2.1.2 <i>Sensores de presión del circuito de frenos</i>	14
2.1.3 <i>Bascula</i>	16
CAPÍTULO 3: ESTADO DEL ARTE	17
3.1. MARCO LEGISLATIVO.	17
3.1.1 <i>Directiva 2007/46/CE [26] y 661/2009 [27]. Categorías de vehículos.</i>	17
3.1.2 <i>Reglamentos CEPE/ONU</i>	18
3.1.3 <i>Real Decreto 2028/1986 [31]. Control técnico (ITV) y frenado.</i>	19
3.1.4 <i>Directiva 2009/40/CE [8], 2010/48/UE [1] y 2014/45/UE [12]. ISO 21069 [2] y Plan Director.</i> 21	21
3.1.5 <i>Directiva 2014/45/UE [12]</i>	23
3.1.6 <i>Manual de Procedimiento de Inspección de las estaciones ITV. Defectología</i>	23
3.1.7 <i>Real Decreto 920/2017 [23]. Instalación y funcionamiento de estaciones ITV</i>	27
3.1.8 <i>Real Decreto 711/2006 [34]. Periodicidad inspecciones ITV</i>	27
3.1.9 <i>Real Decreto 2822/1998 [35]. Reglamento General de Vehículos</i>	29
3.1.10 <i>Plan director para la aplicación de la Directiva 2010/48/UE [1] en España</i>	29
3.2. EFICACIA DE FRENADO Y DESEQUILIBRIO DE FRENADO.....	30
3.2.1 <i>Eficacia de frenado con el vehículo sin carga</i>	32
3.2.2 <i>Eficacia de frenado con el vehículo a plena carga</i>	34
3.2.3 <i>Desequilibrio de frenado</i>	35
3.3. NORMA ISO 21069 [2]	36
3.3.1 <i>Método de las fuerzas de frenado de referencia</i>	37
3.3.2 <i>Método de medida en carga</i>	38
3.3.3 <i>Método de extrapolación con un punto de medida</i>	39

3.3.3.1	Ejemplo extrapolación con un punto de medida en España. Procedimiento utilizado antes de abril del 2015 en España:	40
3.3.3.2	Extrapolación en un punto en España después de abril del 2015	44
3.3.3.3	Análisis del método de extrapolación en un punto	46
3.3.4	<i>Método de extrapolación con dos puntos</i>	46
3.3.5	<i>Método de extrapolación con múltiples puntos</i>	47
3.4.	SIMULACIÓN DE CARGA	47
3.4.1	<i>Elevación del frenómetro durante el ensayo</i>	47
3.4.2	<i>Lastrado de los vehículos</i>	48
3.4.3	<i>Aplicación de carga en el chasis</i>	48
3.5.	EJEMPLOS DE SOLUCIONES ADOPTADAS EN OTROS PAÍSES [37]	50
3.5.1	<i>Reino Unido [37]</i>	50
3.5.2	<i>Francia [37]</i>	50
3.5.3	<i>Bélgica [37]</i>	50
3.5.4	<i>Holanda [37]</i>	51
3.5.5	<i>Suecia [37]</i>	51
3.5.6	<i>Otros países del norte de Europa [37]</i>	52
3.6.	PARQUE DE VEHÍCULOS INDUSTRIALES EN ESPAÑA	53
CAPÍTULO 4:	FRENADO DE VEHÍCULOS AUTOMÓVILES	57
4.1.	INTRODUCCIÓN	57
4.2.	FRENADO EN VEHÍCULOS AUTOMÓVILES	57
4.2.1	<i>Sistemas de frenado</i>	58
4.2.1.1	Freno de servicio	58
4.2.1.2	Freno de socorro	60
4.2.1.3	Freno de estacionamiento	60
4.3.	FUERZAS Y MOMENTOS QUE ACTÚAN EN EL PROCESO DE FRENADO	61
4.3.1	<i>Fuerza de frenado</i>	63
4.3.2	<i>Efecto de un desnivel longitudinal</i>	64
4.3.3	<i>Resistencia a la rodadura</i>	64
4.3.4	<i>Acciones aerodinámicas</i>	65
4.3.5	<i>Resistencia del motor y transmisión</i>	66
4.4.	FRENADO DE VEHÍCULOS DE DOS EJES.....	66
4.4.1	<i>Transferencia de carga en el frenado</i>	68
4.4.2	<i>Curvas de equiadherencia</i>	70
4.4.3	<i>Actuación del sistema de frenado en vehículos de dos ejes</i>	72
4.5.	FRENADO DE VEHÍCULOS ARTICULADOS TRACTOCAMIÓN-SEMIREMOLQUE	77
4.5.1	<i>Efectos del bloqueo de ruedas</i>	77
4.5.2	<i>Reparto de fuerzas de frenado de un conjunto tractocamión-semirremolque</i>	78
4.5.3	<i>Combinación tractocamión-semirremolque</i>	81
4.6.	COMPATIBILIDAD DE FRENADO DE SEMIRREMOLQUES	82
4.7.	COMPATIBILIDAD DE FRENADO DE REMOLQUES.....	85
4.8.	COMPATIBILIDAD DE FRENADO DE TRACTOCAMIONES.....	86
4.9.	OPTIMIZACIÓN DEL FRENADO. COMPONENTES DEL SISTEMA.....	87
4.9.1	<i>Componentes del sistema de frenado hidráulico</i>	87
4.9.1.1	Pedal de freno.....	88
4.9.1.2	Servofreno	88
4.9.1.3	Cilindro maestro con depósito de líquido	89
4.9.1.4	Válvulas limitadoras/compensadoras	90
4.9.1.5	Mangueras	91
4.9.1.6	Funcionamiento del sistema de frenado hidráulico.....	91
4.9.2	<i>Componentes del sistema de frenado neumático en un vehículo a motor</i>	92
4.9.2.1	Compresor neumático	93
4.9.2.2	Válvula reguladora de presión	93
4.9.2.3	Secador de aire	95
4.9.2.4	Válvula de cuádruple protección	95
4.9.2.5	Válvula de seguridad	96
4.9.2.6	Acumuladores	96
4.9.2.7	Válvula de retención	97

4.9.2.8	Válvula del freno de pedal	97
4.9.2.9	Válvula del freno de estacionamiento	98
4.9.2.10	Válvula relé	98
4.9.2.11	Válvula de control del remolque	99
4.9.2.12	Regulador automático de la fuerza de frenado en función de la carga	99
4.9.2.13	Módulo de control del ABS	101
4.9.2.14	Electroválvula del ABS	101
4.9.2.15	Actuadores de frenado simples	102
4.9.2.16	Actuadores de frenado de doble efecto	102
4.9.2.17	Cabezales de acoplamiento del remolque	102
4.9.3	<i>Componentes del sistema de frenado neumático en un remolque o semirremolque</i> ..	103
4.9.3.1	Mangueras	104
4.9.3.2	Filtro de tubería	104
4.9.3.3	Válvula de freno del remolque	105
4.9.3.4	Válvula de desfrenado del remolque	105
4.9.3.5	Válvula adaptadora	105
4.9.4	<i>Componentes del sistema de frenado hidro-neumático</i>	106
4.9.4.1	Ventajas del sistema de frenado hidroneumático	106
4.9.5	<i>Configuraciones y funcionamiento del sistema de frenado electrónico (EBS)</i>	106
CAPÍTULO 5:	MODELOS PROPUESTOS Y METODOLOGÍA GENERAL	113
5.1.	INTRODUCCIÓN	113
5.1.1	<i>Modelos “fBRAKE”</i>	116
5.2.	MODELO PARA VEHÍCULOS A MOTOR (EXCEPTO TRACTOCAMIONES)	117
5.2.1	<i>Modelo “fBRAKE” para vehículos a motor de 2 ejes</i>	121
5.2.1.1	Ejemplo explicativo modelo “fBRAKE” vehículos a motor	122
5.2.1.2	Cálculo del desequilibrio de frenado en cada eje	130
5.2.2	<i>Resumen de datos necesarios en el modelo de vehículo a motor</i>	132
5.2.3	<i>Medida de la altura del centro de gravedad</i>	132
5.2.3.1	Estabilidad de la altura del centro de gravedad	135
5.3.	MODELO “fBRAKE” PARA SEMIRREMOLQUES [61]	136
5.3.1	<i>Ejemplo explicativo modelo “fBRAKE” para semirremolques</i>	137
5.3.1.1	Ejemplo explicativo para semirremolque de 3 ejes ensayado en un estado intermedio de carga	138
5.3.1.2	Ejemplo explicativo para semirremolque de 3 ejes ensayado con carga	149
5.3.1.3	Resultados obtenidos para semirremolque de 3 ejes con distintos estados de carga	153
5.3.2	<i>Cálculo del desequilibrio de frenado en cada eje</i>	156
5.3.3	<i>Resumen de datos necesarios en el modelo de semirremolque</i>	156
5.3.4	<i>Valores de los parámetros de ajuste de presión de control η y del parámetro de ajuste de la pendiente κ en semirremolques</i>	156
5.4.	MODELO “fBRAKE” PARA REMOLQUES	157
5.4.1	<i>Ejemplo explicativo modelo “fBRAKE” para remolques</i>	158
5.4.1.1	Ejemplo explicativo para remolque de 2 ejes independientes ensayado en un estado de carga intermedio	159
5.4.1.2	Ejemplo explicativo para remolque de 2 ejes independientes ensayado con carga	166
5.4.1.3	Resultados obtenidos para remolque de 2 ejes independientes con distintos estados de carga	170
5.4.2	<i>Cálculo del desequilibrio de frenado en cada eje</i>	171
5.4.3	<i>Resumen de datos necesarios en el modelo de remolque</i>	171
5.4.4	<i>Valores del parámetro de ajuste de la pendiente κ en remolques</i>	171
5.5.	MODELO “fBRAKE” PARA TRACTOCAMIONES	172
5.5.1	<i>Ejemplo explicativo modelo “fBRAKE” para tractocamiones</i>	173
5.5.1.1	Ejemplo explicativo para tractocamión de 2 ejes ensayado en un estado de carga intermedio	174
5.5.1.2	Ejemplo explicativo para tractocamión de 2 ejes ensayado a plena	181
5.5.1.3	Resultados obtenidos para tractocamión de 2 ejes independientes con distintos estados de carga	185
5.5.2	<i>Cálculo del desequilibrio de frenado en cada eje</i>	186
5.5.3	<i>Resumen de datos necesarios en el modelo de tractocamión</i>	186
5.5.4	<i>Valores del parámetro de ajuste de la pendiente κ en tractocamión</i>	186

5.6. REPARTO DE FUERZAS DE FRENADO POR EJE/S ENTRE EL/LOS EJE/S Y LAS RUEDAS DEL VEHÍCULO	187
5.6.1 <i>Cálculo de la fuerza de frenado de cada eje</i>	188
5.6.1.1 Fuerza de frenado en cada eje a partir de la fuerza de frenado del eje simplificado	188
5.6.1.2 Fuerza de frenado en cada eje a partir de la fuerza de frenado total.....	190
5.6.2 <i>Cálculo de las fuerzas de frenado por rueda a partir de la fuerza de frenado del eje</i> .	192
CAPÍTULO 6: VALIDACIÓN DE LOS MODELOS.....	195
6.1. INTRODUCCIÓN	195
6.2. PROCEDIMIENTO DE ENSAYO	195
6.3. VALIDACIONES DE VEHÍCULOS ENSAYADOS MEDIANTE “FBRAKE”	196
6.4. CÁLCULOS ESTADÍSTICOS REALIZADOS	197
6.3.1 <i>Camión de 2 ejes</i>	199
6.3.2 <i>Camión de 3 ejes</i>	202
6.3.3 <i>Camión de 4 ejes</i>	205
6.3.4 <i>Tractocamión de 2 ejes</i>	209
6.3.5 <i>Semirremolque de 3 ejes</i>	211
6.3.6 <i>Remolque de 2 ejes independientes</i>	216
6.5. CONCLUSIONES	218
CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES Y FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO	221
7.1. RESUMEN Y CONCLUSIONES.	221
7.2. FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO	223
7.2.1 <i>Relativas a la mejora del ajuste de los modelos</i>	223
7.2.2 <i>Relativas a la validación de los modelos conforme a la norma UNE 26110</i>	223
7.2.3 <i>Relativas al desarrollo de modelos para vehículos ligeros ($MMA \leq 3500\text{kg}$)</i>	223
7.2.4 <i>Relativas al desarrollo de modelos para motocicletas y ciclomotores</i>	224
7.2.5 <i>Relativas al desarrollo de modelos para freno de estacionamiento</i>	224
ANEXO 1: RESULTADOS DE CALIBRACIÓN.....	225
A.1.1. RESULTADOS DE CALIBRACIÓN DE LOS EQUIPOS UTILIZADOS PARA EL ENSAYO EN LA ESTACIÓN ITV DE COLMENAR VIEJO 227	
Frenómetro.....	229
Báscula	231
A.1.2. RESULTADOS DE CALIBRACIÓN DE LOS EQUIPOS UTILIZADOS PARA EL ENSAYO EN LA ESTACIÓN ITV DE TRUJILLO 233	
Frenómetro.....	235
Báscula	237
ANEXO 2: INTERCOMPARACIÓN EXTERNA. [67]	239
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	279

Índice de figuras

FIGURA 1: FRENÓMETRO DE RODILLOS.	10
FIGURA 2: PRINCIPIO FÍSICO DE FUNCIONAMIENTO DEL FRENÓMETRO DE RODILLOS.	11
FIGURA 3: DISPOSICIÓN DEL VEHÍCULO SOBRE EL FRENÓMETRO DE RODILLOS.	11
FIGURA 4: COMPONENTES BÁSICOS DEL FRENÓMETRO. [24]	12
FIGURA 5: CORTE DEL FRENÓMETRO DE RODILLOS. [24]	13
FIGURA 6: INTERFAZ GRÁFICO DEL FRENÓMETRO DE RODILLOS.	14
FIGURA 7: DETALLE DE INSTALACIÓN DEL SENSOR DE PRESIÓN. [25]	15
FIGURA 8: EVOLUCIÓN FUERZA DE FRENADO FRENTE LA PRESIÓN DEL ACTUADOR.	15
FIGURA 9: BÁSCULA EMPOTRADA AL FINAL DE LA LÍNEA DE LA ITV.....	16
FIGURA 10: DEPENDENCIA DE LA EFICACIA DE FRENADO DEL SISTEMA DE FRENOS CON EL ESTADO DE CARGA DURANTE LA INSPECCIÓN.	35
FIGURA 11: PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE LAS FUERZAS DE FRENADO MEDIANTE EL MÉTODO DE FUERZAS DE FRENADO DE REFERENCIA ISO 21069 [2] EN ESLOVAQUIA. [40]	37
FIGURA 12: EJEMPLO DE VEHÍCULOS EN LOS CUALES NO ES POSIBLE LA INSPECCIÓN BAJO CARGA DE MANERA DIRECTA. [41]	38
FIGURA 13: EVOLUCIÓN DE LA FUERZA DE FRENADO EN EL EJE CON EL AUMENTO DE PRESIÓN EN EL ACTUADOR DE FRENADO.	39
FIGURA 14: FUERZA DE FRENADO PARA LA EXTRAPOLACIÓN DEL EJE DELANTERO DEL TRACTOCAMIÓN.	40
FIGURA 15: FUERZA DE FRENADO PARA LA EXTRAPOLACIÓN DEL EJE TRASERO DEL TRACTOCAMIÓN.....	41
FIGURA 16: PUNTOS DE EXTRAPOLACIÓN CON UN PUNTO DE MEDIDA.....	41
FIGURA 17: RECTA DE EXTRAPOLACIÓN CON UN PUNTO DE MEDIDA.	42
FIGURA 18: PLACA DE PRESIONES DE UN SEMIRREMOLQUE.....	44
FIGURA 19: EFICACIA DE FRENADO OBTENIDA UTILIZANDO EL PROCEDIMIENTO DE ANTES DE ABRIL DE 2015 Y LOS DOS PROCEDIMIENTOS DE DESPUÉS DE ABRIL DE 2015 EN FUNCIÓN DE SI TIENE O NO PLACA DE PRESIÓN.	45
FIGURA 20: SIMULACIÓN DE CARGA: ELEVACIÓN DEL FRENÓMETRO DURANTE EL ENSAYO.....	47
FIGURA 21: SIMULACIÓN DE CARGA: LASTRADO CON MASAS.	48
FIGURA 22: PLACAS DE ENGANCHE PARA LA APLICACIÓN DE CARGA EN EL CHASIS. [42]	48
FIGURA 23: POSICIÓN DE LAS PLACAS DE ENGANCHE PARA LA APLICACIÓN DE CARGA EN EL CHASIS. [42]	49
FIGURA 24: SIMULACIÓN DE CARGA: APLICACIÓN DE CARGA EN EL CHASIS DESDE EL FOSO.	49
FIGURA 25: SIMULACIÓN DE CARGA: SOLUCIÓN ADOPTADA EN REINO UNIDO. [37].....	50
FIGURA 26: EXTRAPOLACIÓN EN 2 PUNTOS: SOLUCIÓN ADOPTADA EN HOLANDA. [37]	51
FIGURA 27: EXTRAPOLACIÓN EN 2 PUNTOS: SOLUCIÓN ADOPTADA EN SUECIA. [37]	52
FIGURA 28: ACTUADORES DE DOBLE EFECTO: FRENO DE SERVICIO Y FRENO DE ESTACIONAMIENTO. [47] ADAPTADO.....	61
FIGURA 29: MODELO DE VEHÍCULO DE DOS EJES PARA EL ESTUDIO DEL FRENADO. [39]	62
FIGURA 30: COEFICIENTE DE ADHERENCIA DEL NEUMÁTICO FRENTE AL DESLIZAMIENTO. [48].....	66
FIGURA 31: COMPORTAMIENTO DE UN VEHÍCULO DE DOS EJES CON BLOQUEO DE LAS RUEDAS DEL EJE TRASERO DURANTE EL FRENADO. [48]	67
FIGURA 32: MODELO SIMPLIFICADO DE VEHÍCULO DE DOS EJES PARA EL ESTUDIO DEL FRENADO.....	68
FIGURA 33: CURVAS DE ISOADHERENCIA, EQUIADHERENCIA E ISODECELERACIÓN.	72
FIGURA 34: PRIMER TRAMO DE ACTUACIÓN SISTEMA DE FRENADO.....	74
FIGURA 35: ACTUACIÓN DEL SISTEMA DE FRENADO CON COMPENSADOR DE FRENADO.	75
FIGURA 36: ACTUACIÓN DEL COMPENSADOR EN ORDEN DE MARCHA Y A PLENA CARGA.	76
FIGURA 37: ACTUACIÓN DEL SISTEMA DE FRENADO CON LIMITADOR DE FRENADO.	76
FIGURA 38: ACTUACIÓN DEL LIMITADOR EN ORDEN DE MARCHA Y A PLENA CARGA.	77
FIGURA 39: EFECTO TIJERA. [51] ADAPTADO	77
FIGURA 40: EJEMPLOS DE CONFIGURACIONES CONSTRUCTIVAS EN TRACTOCAMIÓN-SEMI-REMOLQUE. [52] ADAPTADO	78
FIGURA 41: MODELO DE VEHÍCULO TRACTOCAMIÓN-SEMI-REMOLQUE PARA EL ESTUDIO DEL FRENADO.....	78
FIGURA 42: VARIACIÓN IDEAL DE LA DISTRIBUCIÓN DE LAS FUERZAS DE FRENADO CON LA ADHERENCIA.....	81
FIGURA 43: NECESIDAD DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO ENTRE TRACTOCAMIÓN Y SEMIRREMOLQUES.	82
FIGURA 44: DIAGRAMA BASE DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA SEMIRREMOLQUES. [29].....	83

FIGURA 45: MÉTODO GRÁFICO PARA CALCULAR LOS FACTORES CORRECTORES DE LOS DIAGRAMAS DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO. [29]	84
FIGURA 46: CURVAS DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO ENTRE TRACTOCAMIÓN Y SEMIRREMOLQUE EN VACÍO Y A PLENA CARGA.....	85
FIGURA 47: DIAGRAMA BASE DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA REMOLQUES. [29]	86
FIGURA 48: DIAGRAMA BASE DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA TRACTOCAMIONES. [29]	86
FIGURA 49: ESQUEMA DE LOS COMPONENTES FUNDAMENTALES DEL SISTEMA DE FRENADO HIDRÁULICO. [55]	88
FIGURA 50: PEDAL DE FRENO. [55] ADAPTADO	88
FIGURA 51: SERVOFRENO DEL SISTEMA DE FRENADO HIDRÁULICO.	89
FIGURA 52: CILINDRO MAESTRO DEL SISTEMA DE FRENADO HIDRÁULICO.	90
FIGURA 53: VÁLVULA DE COMBINACIÓN EN EL SISTEMA DE FRENADO HIDRÁULICO.....	90
FIGURA 54: MANGUERA DE LÍQUIDO DE FRENOS EN EL SISTEMA DE FRENADO HIDRÁULICO.....	91
FIGURA 55: ESQUEMA DEL CIRCUITO NEUMÁTICO DEL SISTEMA DE FRENADO DE UN VEHÍCULO A MOTOR CON REMOLQUE. [47] ADAPTADO	92
FIGURA 56: COMPRESOR NEUMÁTICO ASPIRANDO AIRE (A) Y EXPULSANDO AIRE COMPRIMIDO (B). [47] ADAPTADO.....	93
FIGURA 57: VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN TRABAJANDO EN UN VALOR DE PRESIÓN INTERMEDIO DE SU RANGO DE REGULACIÓN. [47] ADAPTADO	94
FIGURA 58: VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE DESCONEXIÓN. [47] ADAPTADO	94
FIGURA 59: SECADOR DE AIRE. [47] ADAPTADO	95
FIGURA 60: VÁLVULA DE CUÁDRUPLE PROTECCIÓN. [47] ADAPTADO.....	96
FIGURA 61: VÁLVULA DE SEGURIDAD. [47] ADAPTADO	96
FIGURA 62: ACUMULADORES. [47] ADAPTADO.....	96
FIGURA 63: VÁLVULA DE RETENCIÓN. [47] ADAPTADO	97
FIGURA 64: VÁLVULA DEL FRENO DE PEDAL. [47] ADAPTADO.....	97
FIGURA 65: VÁLVULA DEL FRENO DE ESTACIONAMIENTO. [47] ADAPTADO	98
FIGURA 66: VÁLVULA RELÉ. [47] ADAPTADO	98
FIGURA 67: VÁLVULA DE CONTROL DEL REMOLQUE. [47] ADAPTADO	99
FIGURA 68: REGULADOR AUTOMÁTICO DE LA FUERZA DE FRENADO EN FUNCIÓN DE LA CARGA. [47] ADAPTADO	100
FIGURA 69: MONTAJE DE LA VÁLVULA ALB EN VEHÍCULOS QUE EQUIPAN SUSPENSIONES MECÁNICAS. [56] ADAPTADO.....	100
FIGURA 70: ESQUEMA DE LA VÁLVULA SENSIBLE A LA CARGA UTILIZADA EN SISTEMAS DE FRENADO NEUMÁTICO. [57].....	100
FIGURA 71: MODELO DE COMPORTAMIENTO DE LA VÁLVULA SENSIBLE A LA CARGA. [57].....	101
FIGURA 72: ELECTROVÁLVULA DEL ABS. [47] ADAPTADO	101
FIGURA 73: ACTUADORES DE FRENADO SIMPLES. [47] ADAPTADO.....	102
FIGURA 74: ACTUADORES DE DOBLE EFECTO: FRENO DE SERVICIO Y FRENO DE ESTACIONAMIENTO. [57] ADAPTADO	102
FIGURA 75: CABEZALES DE ACOPLAMIENTO DEL REMOLQUE. [47] ADAPTADO	103
FIGURA 76: ESQUEMA DEL CIRCUITO NEUMÁTICO DEL SISTEMA DE FRENADO DE UN REMOLQUE. [47] ADAPTADO	103
FIGURA 77: MANGUERA. [47] ADAPTADO	104
FIGURA 78: FILTRO DE TUBERÍA. [47] ADAPTADO	104
FIGURA 79: VÁLVULA DE FRENO DEL REMOLQUE. [47] ADAPTADO.....	105
FIGURA 80: VÁLVULA DE DESFRENADO DEL REMOLQUE. [47] ADAPTADO	105
FIGURA 81: VÁLVULA ADAPTADORA. [47] ADAPTADO	105
FIGURA 82: MODULADOR PARA SISTEMA DE FRENADO ELECTRÓNICO (EBS). [58]	106
FIGURA 83: CONFIGURACIÓN DEL SISTEMA DE FRENADO ELECTRÓNICO (EBS). [58] ADAPTADO	107
FIGURA 84: ESQUEMA NEUMÁTICO Y ELECTRÓNICO DE UN REMOLQUE 4S/3M. [58].....	109
FIGURA 85: ESQUEMA NEUMÁTICO Y ELECTRÓNICO DE UN SEMIRREMOLQUE 2S/2M. [58]	109
FIGURA 86: PLACA DE PRESIONES DEL FABRICANTE HALDEX.	110
FIGURA 87: PLACA DE PRESIONES DEL FABRICANTE KNORR-BREMSE.	110
FIGURA 88: PLACA DE PRESIONES DEL FABRICANTE WABCO.	111
FIGURA 89: DIFERENTES DISPOSICIONES Y NÚMERO DE EJES EN VEHÍCULOS A MOTOR. [52] ADAPTADO	118
FIGURA 90: ANALOGÍA ENTRE EJE TÁNDEM Y UNA VIGA BIAPOYADA.	118
FIGURA 91: POSICIÓN DEL NUEVO EJE SIMPLIFICADO EN UN VEHÍCULO DE 3 EJES.....	119
FIGURA 92: SIMPLIFICACIÓN A DOS EJES EN UN VEHÍCULO A MOTOR. [52] ADAPTADO.....	119
FIGURA 93: PROCESO DE CÁLCULO PARA VEHÍCULOS DE MÁS DE 2 EJES.	121
FIGURA 94: DIAGRAMA DE FLUJO DEL MODELO “FBRAKE”.....	121
FIGURA 95: MODELO “FBRAKE” PARA VEHÍCULO A MOTOR, PLANO FFD-FFT: FUERZA DE FRENADO OBTENIDA EN ITV.....	123
FIGURA 96: MODELO “FBRAKE” PARA VEHÍCULO A MOTOR, PLANO FFD-FFT: CURVA DE EQUIADHERENCIA CON EL VEHÍCULO A CARGA EN INSPECCIÓN.	124

FIGURA 97: MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” PARA VEHÍCULO A MOTOR, PLANO FFD-FFT: FUERZA DE FRENADO DINÁMICA OBTENIDA A PARTIR DE LA MEDIDA EN ITV.....	125
FIGURA 98: MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” PARA VEHÍCULO A MOTOR, PLANO FFD-FFT: CURVAS DE ISOADHERENCIA EN CARGA EN INSPECCIÓN.....	126
FIGURA 99: MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” PARA VEHÍCULO A MOTOR, PLANO FFD-FFT: CURVA DE EQUIADHERENCIA CON EL VEHÍCULO A PLENA CARGA.....	127
FIGURA 100: FACTOR DE VARIACIÓN DE LA ADHERENCIA DEL NEUMÁTICO CON LA CARGA.....	128
FIGURA 101: MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” PARA VEHÍCULO A MOTOR, PLANO FFD-FFT: FUERZA DE FRENADO DINÁMICA A PLENA CARGA.....	129
FIGURA 102: MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” PARA VEHÍCULO A MOTOR, PLANO FFD-FFT: FUERZA DE FRENADO ESTÁTICA A PLENA CARGA.....	130
FIGURA 103: MODELO DE CUERPO RÍGIDO DE DOS EJES PARA OBTENER LA ALTURA DEL CENTRO DE GRAVEDAD.....	132
FIGURA 104: DETALLE ZONA TRASERA DEL VEHÍCULO DURANTE EL ENSAYO DE DETERMINACIÓN DE LA ALTURA DEL CENTRO DE GRAVEDAD.....	134
FIGURA 105: VEHÍCULO UTILIZADO PARA EXPLICAR EL MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” PARA SEMIRREMOLQUE. [52].....	139
FIGURA 106: DATOS DE LA PLACA DE PRESIONES DEL VEHÍCULO UTILIZADO COMO EMPELO EXPLICATIVO DEL MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” PARA SEMIRREMOLQUES. [52].....	139
FIGURA 107: DIAGRAMA BASE DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA SEMIRREMOLQUES REPRESENTANDO LA LÍNEA DE 4’50 BAR Y LA PRESIÓN DE EXTRAPOLACIÓN.....	141
FIGURA 108: ESTIMACIÓN DE LA ALTURA DEL CENTRO DE GRAVEDAD DE EN LOS SEMIRREMOLQUES.....	142
FIGURA 109: DIAGRAMA BASE DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO, DIAGRAMA A CARGA EN INSPECCIÓN Y DIAGRAMA A PLENA CARGA PARA EL ENSAYO EN UN ESTADO INTERMEDIO DE CARGA.....	144
FIGURA 110: LOCALIZACIÓN DEL PUNTO DE FRENADO OBTENIDO EN ITV SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA SEMIRREMOLQUES.....	145
FIGURA 111: LOCALIZACIÓN DEL PUNTO DE FRENADO A PLENA CARGA SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA EL ENSAYO DE SEMIRREMOLQUES EN VACÍO.....	146
FIGURA 112: EXTRAPOLACIÓN A 4’50 BAR SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO A PLENA CARGA PARA SEMIRREMOLQUES.....	146
FIGURA 113: HOMOLOGACIÓN DEL SISTEMA DE FRENADO DE UN SEMIRREMOLQUE. [62].....	147
FIGURA 114: EXTRAPOLACIÓN HASTA LA PRESIÓN DE CONTROL DE EXTRAPOLACIÓN SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO A PLENA CARGA PARA SEMIRREMOLQUES.....	148
FIGURA 115: DIAGRAMA BASE DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO, DIAGRAMA A CARGA EN INSPECCIÓN Y DIAGRAMA A PLENA CARGA PARA EL ENSAYO DE SEMIRREMOLQUES CON CARGA.....	151
FIGURA 116: LOCALIZACIÓN DEL PUNTO DE FRENADO OBTENIDO EN ITV SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA EL ENSAYO DE SEMIRREMOLQUES EN CARGA.....	151
FIGURA 117: LOCALIZACIÓN DEL PUNTO DE FRENADO A PLENA CARGA SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA EL ENSAYO DE SEMIRREMOLQUES EN CARGA.....	152
FIGURA 118: EXTRAPOLACIÓN A 5,78 BAR SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO A PLENA CARGA PARA EL ENSAYO DE SEMIRREMOLQUES EN CARGA.....	152
FIGURA 119: RESULTADOS OBTENIDOS CON DIFERENTES ESTADOS DE CARGA APLICANDO “ <i>FBRAKE</i> ” EN EL VEHÍCULO ENSAYADO DE EJEMPLO.....	154
FIGURA 120: DIAGRAMA DE FLUJO DE LOS DATOS NECESARIOS PARA APLICAR EL MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” PARA SEMIRREMOLQUES.....	156
FIGURA 121: CONFIGURACIÓN EUROMODULAR. [63].....	157
FIGURA 122: DATOS DE LA PLACA DE PRESIONES DEL VEHÍCULO UTILIZADO COMO EJEMPLO EXPLICATIVO DEL MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” PARA REMOLQUES.....	160
FIGURA 123: DIAGRAMA BASE DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA REMOLQUES.....	161
FIGURA 124: DIAGRAMA BASE DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA REMOLQUES Y DIAGRAMAS A MMA Y A CARGA EN INSPECCIÓN.....	162
FIGURA 125: LOCALIZACIÓN DEL PUNTO DE FRENADO OBTENIDO EN ITV SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA REMOLQUES.....	163
FIGURA 126: CAMBIO DE DIAGRAMA A CARGA EN INSPECCIÓN A DIAGRAMA A MMA PARA EL MODELO DE “ <i>FBRAKE</i> ” DE REMOLQUES.....	163
FIGURA 127: LOCALIZACIÓN DEL PUNTO DE FRENADO A PLENA CARGA SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA EL ENSAYO DE REMOLQUES EN UN ESTADO INTERMEDIO DE CARGA.....	164
FIGURA 128: EXTRAPOLACIÓN A 4’50 BAR SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO A PLENA CARGA PARA REMOLQUES.....	165

FIGURA 129: EXTRAPOLACIÓN HASTA LA PRESIÓN DE CONTROL DE EXTRAPOLACIÓN SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO A PLENA CARGA PARA REMOLQUES.	165
FIGURA 130: DIAGRAMA A CARGA EN INSPECCIÓN Y A PLENA CARGA PARA EL EJEMPLO DEL MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” DE REMOLQUES A MÁXIMA CARGA.	167
FIGURA 131: LOCALIZACIÓN DEL PUNTO DE FRENADO OBTENIDO EN ITV SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA EL ENSAYO DE REMOLQUES EN CARGA.	168
FIGURA 132: LOCALIZACIÓN DEL PUNTO DE FRENADO A PLENA CARGA SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA EL ENSAYO DE REMOLQUES EN CARGA.	168
FIGURA 133: EXTRAPOLACIÓN A 5,85 BAR SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO A PLENA CARGA PARA EL ENSAYO DE REMOLQUES EN CARGA (AMPLIADO).	169
FIGURA 134: EXTRAPOLACIÓN A 5,85 BAR SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO A PLENA CARGA PARA EL ENSAYO DE REMOLQUES EN CARGA.	169
FIGURA 135: RESULTADOS OBTENIDOS CON DIFERENTES ESTADOS DE CARGA APLICANDO “ <i>FBRAKE</i> ” PARA REMOLQUES EN EL VEHÍCULO ENSAYADO DE EJEMPLO.	170
FIGURA 136: DIAGRAMA DE FLUJO DE LOS DATOS NECESARIOS PARA APLICAR EL MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” PARA REMOLQUES.	171
FIGURA 137: FICHA TÉCNICA DEL VEHÍCULO UTILIZADO COMO EJEMPLO EXPLICATIVO DEL MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” PARA TRACTOCAMIÓN.	175
FIGURA 138: DIAGRAMA BASE DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA TRACTOCAMIÓN.	177
FIGURA 139: DIAGRAMA BASE DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA TRACTOCAMIÓN Y DIAGRAMAS A MMA Y A CARGA EN INSPECCIÓN.	177
FIGURA 140: LOCALIZACIÓN DEL PUNTO DE FRENADO OBTENIDO EN ITV SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA TRACTOCAMIÓN.	178
FIGURA 141: CAMBIO DE DIAGRAMA A CARGA EN INSPECCIÓN A DIAGRAMA A MMA PARA EL MODELO DE “ <i>FBRAKE</i> ” DE TRACTOCAMIÓN.	179
FIGURA 142: LOCALIZACIÓN DEL PUNTO DE FRENADO A PLENA CARGA SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA EL ENSAYO DE TRACTOCAMIÓN EN VACÍO.	179
FIGURA 143: EXTRAPOLACIÓN A 4’50 BAR SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO A PLENA CARGA PARA TRACTOCAMIÓN.	180
FIGURA 144: EXTRAPOLACIÓN HASTA LA PRESIÓN DE CONTROL DE EXTRAPOLACIÓN SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO A PLENA CARGA PARA TRACTOCAMIÓN.	181
FIGURA 145: DIAGRAMA A CARGA EN INSPECCIÓN Y A PLENA CARGA PARA EL EJEMPLO DEL MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” DE TRACTOCAMIÓN A MÁXIMA CARGA.	182
FIGURA 146: LOCALIZACIÓN DEL PUNTO DE FRENADO OBTENIDO EN ITV SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA EL ENSAYO DE TRACTOCAMIÓN EN CARGA.	183
FIGURA 147: LOCALIZACIÓN DEL PUNTO DE FRENADO A PLENA CARGA SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO PARA EL ENSAYO DE TRACTOCAMIÓN EN CARGA.	183
FIGURA 148: EXTRAPOLACIÓN A 5,71 BAR SOBRE EL DIAGRAMA DE COMPATIBILIDAD DE FRENADO A PLENA CARGA PARA EL ENSAYO DE TRACTOCAMIÓN EN CARGA.	184
FIGURA 149: RESULTADOS OBTENIDOS CON DIFERENTES ESTADOS DE CARGA APLICANDO “ <i>FBRAKE</i> ” PARA TRACTOCAMIÓN EN EL VEHÍCULO ENSAYADO DE EJEMPLO.	185
FIGURA 150: DIAGRAMA DE FLUJO DE LOS DATOS NECESARIOS PARA APLICAR EL MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” PARA TRACTOCAMIÓN.	186
FIGURA 151: RESULTADO DE VALIDACIÓN MEDIANTE BOOTSTRAPPING EN CAMIÓN DE 2 EJES RESPECTO A LOS ENSAYOS REALIZADOS EN VACÍO.	202
FIGURA 152: RESULTADO DE VALIDACIÓN MEDIANTE BOOTSTRAPPING EN CAMIÓN DE 3 EJES RESPECTO A LOS ENSAYOS REALIZADOS EN VACÍO.	205
FIGURA 153: RESULTADO DE VALIDACIÓN MEDIANTE BOOTSTRAPPING EN CAMIÓN DE 4 EJES RESPECTO A LOS ENSAYOS REALIZADOS EN VACÍO.	208
FIGURA 154: RESULTADO DE VALIDACIÓN MEDIANTE BOOTSTRAPPING EN TRACTOCAMIÓN DE 2 EJES RESPECTO A LOS ENSAYOS REALIZADOS EN VARIOS ESTADOS DE CARGA.	211
FIGURA 155: RESULTADO DE VALIDACIÓN MEDIANTE BOOTSTRAPPING EN SEMIRREMOLQUE DE 3 EJES RESPECTO A LOS ENSAYOS REALIZADOS EN VACÍO.	215
FIGURA 156: RESULTADO DE VALIDACIÓN MEDIANTE BOOTSTRAPPING EN REMOLQUE DE 2 EJES INDEPENDIENTES RESPECTO A LOS ENSAYOS REALIZADOS EN VACÍO.	218

Índice de tablas

TABLA 1: CRITERIOS PARA LA CATEGORIZACIÓN DE LOS VEHÍCULOS DE ACUERDO A LA DIRECTIVA 2007/46/CE [26].....	17
TABLA 2: EXIGENCIAS NORMATIVAS REAL DECRETO 2028/1986 [31]: CONTROL TÉCNICO (ITV).	20
TABLA 3: EXIGENCIAS NORMATIVAS REAL DECRETO 2028/1986 [31]: FRENADO.	20
TABLA 4: CLASIFICACIÓN DE LOS DEFECTOS DEL FRENO DE SERVICIO SEGÚN EL MANUAL DE PROCEDIMIENTO DE INSPECCIÓN DE LAS ESTACIONES ITV, REVISIÓN 7ª. [5]	27
TABLA 5: PARQUE DE FRENÓMETROS DE RODILLOS EN MAYO DE 2010 Y PREVISTO, CAPACES DE APLICAR LA DIRECTIVA 2010/48/UE [1].	30
TABLA 6: EFICACIAS DE FRENADO MÍNIMAS MARCADAS POR LA DIRECTIVA 2010/48/UE [1].	31
TABLA 7: EFICACIAS DE FRENADO MÍNIMAS EXIGIDAS EN INSPECCIÓN ITV EN ESPAÑA.	32
TABLA 8: DATOS TÉCNICOS DEL VEHÍCULO UTILIZADO PARA EL EJEMPLO DE EXTRAPOLACIÓN CON UN PUNTO DE MEDIDA EN ESPAÑA.	40
TABLA 9: ECUACIONES UTILIZADAS EN VARIOS PAÍSES DE EUROPA. [37]	52
TABLA 10: PARQUE DE VEHÍCULOS, DISTRIBUIDOS POR COMUNIDADES AUTÓNOMAS Y TIPOS A CIERRE DE 2014.	54
TABLA 11: PARQUE DE FURGONETAS DISTRIBUIDOS POR PROVINCIA Y CARGA ÚTIL A CIERRE DE 2014.	54
TABLA 12: CIRCUITOS DE FRENADO (DIN 74000). [45].....	59
TABLA 13: DIFERENTES CONFIGURACIONES DE SENSOR Y MODULADOR PARA EL SISTEMA DE FRENADO ELECTRÓNICO (EBS) PARA REMOLQUES CON EJE CENTRAL Y SEMIRREMOLQUES. [58]	107
TABLA 14: DIFERENTES CONFIGURACIONES DE SENSOR Y MODULADOR PARA EL SISTEMA DE FRENADO ELECTRÓNICO (EBS) PARA REMOLQUES DE EJES SEPARADOS. [58]	108
TABLA 15: MODELOS DE “FBRAKE” DEPENDIENDO DE LA CLASIFICACIÓN Y CONFIGURACIÓN DEL VEHÍCULO INSPECCIONADO.	116
TABLA 16: MODELO “FBRAKE”. DATOS DEL VEHÍCULO ENSAYADO.	122
TABLA 17: MÉTODO “FBRAKE”. DATOS OBTENIDOS EN LA ITV DEL VEHÍCULO ENSAYADO.	122
TABLA 18: VALORES DEL COEFICIENTE M DEPENDIENDO DE LA CONFIGURACIÓN DE EJES.	128
TABLA 19: MÉTODO “FBRAKE”. RESULTADOS DE FUERZAS DE FRENADO EXTRAPOLADAS DEL VEHÍCULO ENSAYADO.	130
TABLA 20: MÉTODO “FBRAKE”. MÁXIMAS FUERZAS DE FRENADO OBTENIDAS EN INSPECCIÓN ITV DEL VEHÍCULO ENSAYADO Y DESEQUILIBRIO DE CADA EJE.	131
TABLA 21: MÉTODO “FBRAKE”. MÁXIMAS FUERZAS DE FRENADO OBTENIDAS EN INSPECCIÓN ITV DEL VEHÍCULO ENSAYADO POR RUEDA.	131
TABLA 22: MÉTODO “FBRAKE”. ANÁLISIS DE ESTABILIDAD DE LA ALTURA DEL CENTRO DE GRAVEDAD.	135
TABLA 23: DATOS DEL VEHÍCULO UTILIZADO PARA EXPLICAR EL MODELO DE “FBRAKE” PARA SEMIRREMOLQUES ENSAYADO EN UN ESTADO INTERMEDIO DE CARGA.	138
TABLA 24: RESULTADOS OBTENIDOS MEDIANTE EXTRAPOLACIÓN CON “FBRAKE” PARA SEMIRREMOLQUES EN UN ESTADO INTERMEDIO DE CARGA.	149
TABLA 25: DATOS DEL VEHÍCULO UTILIZADO PARA EXPLICAR EL MODELO DE “FBRAKE” PARA SEMIRREMOLQUES ENSAYADO A PLENA CARGA.	149
TABLA 26: RESULTADOS OBTENIDOS MEDIANTE EXTRAPOLACIÓN CON “FBRAKE” CON CARGA.	153
TABLA 27: OTROS ENSAYOS DEL VEHÍCULO UTILIZADO PARA EXPLICAR EL MODELO DE “FBRAKE” PARA SEMIRREMOLQUES.	153
TABLA 28: RESULTADOS DE FUERZA DE FRENADO CON “FBRAKE” PARA SEMIRREMOLQUES	155
TABLA 29: PARÁMETROS DE AJUSTE H Y K EN EL MODELO “FBRAKE” DE SEMIRREMOLQUES.	157
TABLA 30: DATOS DEL VEHÍCULO UTILIZADO PARA EXPLICAR EL MODELO DE “FBRAKE” PARA REMOLQUE ENSAYADO EN UN ESTADO INTERMEDIO DE CARGA.	159
TABLA 31: RESULTADOS OBTENIDOS MEDIANTE EXTRAPOLACIÓN CON “FBRAKE” PARA REMOLQUES EN UN ESTADO INTERMEDIO DE CARGA.	166
TABLA 32: DATOS DEL VEHÍCULO UTILIZADO PARA EXPLICAR EL MODELO DE “FBRAKE” PARA REMOLQUES ENSAYADO A PLENA CARGA.	167
TABLA 33: RESULTADOS OBTENIDOS MEDIANTE EXTRAPOLACIÓN CON “FBRAKE” PARA EL EJEMPLO DE REMOLQUE A MÁXIMA CARGA.	170
TABLA 34: PARÁMETROS K EN EL MODELO “FBRAKE” DE REMOLQUES.	172

TABLA 35: DATOS DEL VEHÍCULO UTILIZADO PARA EXPLICAR EL MODELO DE “ <i>FBRAKE</i> ” PARA TRACTOCAMIÓN ENSAYADO EN UN ESTADO INTERMEDIO DE CARGA.	174
TABLA 36: RESULTADOS OBTENIDOS MEDIANTE EXTRAPOLACIÓN CON “ <i>FBRAKE</i> ” PARA TRACTOCAMIÓN EN UN ESTADO INTERMEDIO DE CARGA.	181
TABLA 37: DATOS DEL VEHÍCULO UTILIZADO PARA EXPLICAR EL MODELO DE “ <i>FBRAKE</i> ” PARA TRACTOCAMIÓN ENSAYADO A PLENA CARGA.	182
TABLA 38: RESULTADOS OBTENIDOS MEDIANTE EXTRAPOLACIÓN CON “ <i>FBRAKE</i> ” PARA EL EJEMPLO DE TRACTOCAMIÓN A MÁXIMA CARGA.	184
TABLA 39: OTROS ENSAYOS DEL VEHÍCULO UTILIZADO PARA EXPLICAR EL MODELO DE “ <i>FBRAKE</i> ” PARA TRACTOCAMIÓN. ...	185
TABLA 40: PARÁMETROS K EN EL MODELO “ <i>FBRAKE</i> ” DE TRACTOCAMIÓN.	187
TABLA 41: RESULTADOS OBTENIDOS AL APLICAR LOS MODELOS DE “ <i>FBRAKE</i> ” ANTES DE HACER LA SEPARACIÓN POR EJE Y RUEDA.	187
TABLA 42: FRENÓMETROS UTILIZADOS PARA LOS ENSAYOS DE VALIDACIÓN DE “ <i>FBRAKE</i> ”.	196
TABLA 43: BÁSCULAS UTILIZADAS PARA LOS ENSAYOS DE VALIDACIÓN DE “ <i>FBRAKE</i> ”	197
TABLA 44: RESULTADOS DE VALIDACIÓN DE CAMIÓN DE 2 EJES.	200
TABLA 45: RESULTADOS DE VALIDACIÓN DE CAMIÓN DE 3 EJES.	203
TABLA 46: RESULTADOS DE VALIDACIÓN DE CAMIÓN DE 4 EJES.	206
TABLA 47: RESULTADOS DE VALIDACIÓN DE TRACTOCAMIÓN DE 2 EJES	209
TABLA 48: RESULTADOS DE VALIDACIÓN DE SEMIRREMOLQUE DE 3 EJES	212
TABLA 49: RESULTADOS DE VALIDACIÓN DE REMOLQUE DE 2 EJES INDEPENDIENTES	217

Lista de símbolos

Símbolo	Definición	Unid.
$\%Q_i$	Porcentaje de incremento de peso máximo del eje i con respecto a la MMA de los ejes	[-]
*	Superíndice referido a la carga de los ejes cuando el vehículo está inclinado en el ensayo de determinación de la altura del centro de gravedad	[kg]
ΔQ	Transferencia de masa al inclinar el vehículo	[kg]
a	Deceleración del vehículo durante el frenado	[m/s ²]
A	Valor del método alternativo en el proceso de validación mediante Bootstrapping	[-]
AENOR	Asociación Española de Normalización y Certificación	[-]
C_d	Coeficiente entre las fuerzas de frenado del eje delantero del tractocamión y el peso sobre ese mismo eje	[-]
CI	Subíndice referido a la carga del vehículo con la que ha acudido a inspección	[-]
C_s	Coeficiente entre las fuerzas de frenado del eje del semirremolque y el peso sobre ese mismo eje	[-]
C_t	Coeficiente entre las fuerzas de frenado del eje trasero del tractocamión y el peso sobre ese mismo eje	[-]
D	Desequilibrio de frenado	[-]
d	Subíndice referido al ensayo dinámico	[-]
d_1	Distancia entre la quinta rueda y el eje trasero del tractocamión	[m]
d_2	Distancia entre la quinta rueda y el eje del semirremolque	[m]
$D_{i,CI}$	Desequilibrio de frenado del eje i a carga en inspección	[-]
E	Eficacia de frenado referida a la MMA	[-]
e	Subíndice referido al ensayo estático	[-]
E_{MMTA}	Eficacia de frenado referida a la MMTA	[-]
EN	Índice de compatibilidad en el proceso de validación mediante Bootstrapping	[-]
ER	Distancia entre la 5ª rueda del semirremolque y el centro del eje/s del semirremolque	[m]
f_0	Coeficiente de resistencia a la rodadura independiente de la velocidad	[-]
F_a	Fuerza de arrastre del frenómetro sobre la rueda	[N]
F_{Bi}	Fuerzas de frenado extrapoladas a una presión de actuación P_{Aladi} en el eje i	[N]
F_{dcha}	Valor máximo de la fuerza de frenado de la rueda derecha de un eje para el cálculo del desequilibrio de frenado, siendo F_{dcha} la mayor entre F_{dcha} y F_{izq}	[N]
F_f	Fuerza/s de frenado medidas en ITV	[N]
$F_{f,BRAKE}$	Fuerza de frenado obtenida mediante extrapolación con “fBRAKE”	[N]
$F_{f,i}$	Fuerza de frenado en el eje i	[N]
$F_{f,i,CI}$	Fuerza de frenado en el eje i obtenida a carga en inspección	[N]
$F_{f,i,CLe}$	Fuerza de frenado en el eje i obtenida a carga en inspección en estático	[N]
$F_{f,i,DCH,CI}$	fuerza de frenado de la rueda derecha del eje i a carga en inspección	[N]

$F_{f,i,FBRAKE}$	Fuerza de frenado en el eje i obtenida mediante extrapolación con “fBRAKE”	[N]
$F_{f,i,FBRAKE,e}$	Fuerza de frenado en el eje i obtenida mediante extrapolación con “fBRAKE” en estático	[N]
$F_{f,i,IZQ,CI}$	fuerza de frenado de la rueda izquierda del eje i a carga en inspección	[N]
$F_{f,i,max}$	Máxima fuerza de frenado entre las ruedas derecha e izquierda del eje i a plena carga	[N]
$F_{f,i,min}$	Mínima fuerza de frenado entre las ruedas derecha e izquierda del eje i a plena carga	[N]
$F_{f,i,PC}$	Fuerza de frenado del eje i a plena carga	[N]
$F_{f,is,CI,e}$	Fuerza de frenado en el eje i simplificado obtenida a carga en inspección en estático	[N]
$F_{f,is,FBRAKE,e}$	Fuerza de frenado en el eje i simplificado obtenida mediante extrapolación con “fBRAKE” en estático	[N]
$F_{f,max}$	Fuerza/s de frenado máximas alcanzables	[N]
$F_{f,total}$	Suma de las fuerzas de frenado generadas por el tractocamión y el semirremolque	[N]
F_{fd}	Fuerza de frenado en el eje delantero	[N]
$F_{fd,A1}$	Fuerza de frenado en el eje delantero durante el primer tramo de actuación del sistema de frenos	[N]
$F_{fd,A2}$	Fuerza de frenado en el eje delantero durante el segundo tramo de actuación del sistema de frenos	[N]
F_{fi}	Fuerza de frenado medida en el eje i	[N]
F_{fs}	Fuerza de frenado en el eje trasero del semirremolque	[N]
F_{ft}	Fuerza de frenado en el eje trasero	[N]
$F_{ft,A1}$	Fuerza de frenado en el eje trasero durante el primer tramo de actuación del sistema de frenos	[N]
$F_{ft,A2}$	Fuerza de frenado en el eje trasero durante el segundo tramo de actuación del sistema de frenos	[N]
F_{Hi}	Fuerza de frenado medida en el eje i con el actuador de freno funcionando a P_{AHi}	[N]
F_{izq}	Valor máximo de la fuerza de frenado de la rueda izquierda de un eje para el cálculo del desequilibrio de frenado	[N]
F_{Li}	Fuerza de frenado medida en el eje i con el actuador de freno funcionando a P_{ALi}	[N]
F_r	Fuerza de rozamiento entre el neumático y el asfalto/frenómetro de rodillos	[N]
f_r	Coeficiente de resistencia a la rodadura	[-]
F_{rd}	Fuerza de rozamiento entre el neumático del eje delantero y el asfalto/ frenómetro de rodillos	[N]
F_{ref}	Fuerza de frenado de referencia aportada por el fabricante	[N]
F_{ri}	Fuerza de rozamiento entre el neumático y el asfalto/ frenómetro de rodillos en el eje i	[N]
f_{ri}	Coeficiente de resistencia a la rodadura del eje i	[-]
F_{rt}	Fuerza de rozamiento entre el neumático del eje trasero y el asfalto/ frenómetro de rodillos	[N]
f_s	Coeficiente de resistencia a la rodadura dependiente de la velocidad	[-]
F_{xa}	Resistencia aerodinámica al avance	[N]
F_{xh}	Fuerza vertical sobre la quinta rueda	[N]
F_y	Fuerza en dirección transversal al vehículo	[N]

F_{za}	Fuerza de sustentación aerodinámica	[N]
g	Aceleración de la gravedad (9,81 m/s ²)	[m/s ²]
GVW	"Gross vehicle Weight" nomenclatura inglesa de la Masa Máxima Autorizada	[kg]
h	Altura sobre el suelo del centro de gravedad del vehículo	[m]
h_1	Altura sobre el suelo del centro de gravedad del tractocamión	[m]
h_2	Altura del centro de gravedad del semirremolque	[m]
$h_{2,om}$	Altura sobre el suelo del centro de gravedad del semirremolque en orden de marcha	[m]
$h_{2,pc}$	Altura sobre el suelo del centro de gravedad del semirremolque a plena carga	[m]
h_3	Altura de la quinta rueda	[m]
h_{om}	Altura sobre el suelo del centro de gravedad del vehículo en orden de marcha	[m]
h_{pc}	Altura sobre el suelo del centro de gravedad del vehículo a plena carga	[m]
h_R	Altura del centro de gravedad del semirremolque	[m]
$h_{R,c}$	Altura del centro de gravedad del semirremolque a plena carga	[m]
$h_{R,CI}$	Altura del centro de gravedad del semirremolque a carga en inspección	[m]
i	Nº de eje, toma valores de 1, 2, 3, 4, d (delantero) ó t (trasero)	[-]
I_{ei}	Momento de inercia equivalente de las masas que giran unidas a la rueda i	[kg m ²]
iso	Subíndice referido a las rectas de isoadherencia	[-]
K	Relación entre los incrementos de fuerzas de frenado en el eje trasero y delantero durante el primer tramo de actuación del sistema de frenos	[-]
K'	Relación entre los incrementos de fuerzas de frenado en el eje trasero y delantero durante el segundo tramo de actuación del sistema de frenos	[-]
K_c	Factor corrector del diagrama de compatibilidad de base para el vehículo a plena carga	[-]
K_{CI}	Factor corrector del diagrama de compatibilidad de base para el vehículo con el estado de carga de inspección	[-]
K_{fd}	Cociente entre la fuerza de frenado del eje delantero y la fuerza de frenado total	[-]
K_{fs}	Coeficiente entre la fuerza de frenado generada por el eje del semirremolque y la fuerza total del conjunto	[-]
K_{ft}	Coeficiente entre la fuerza de frenado generada por el eje trasero del tractocamión y la fuerza total del conjunto	[-]
K_v	Factor corrector del diagrama de compatibilidad de base para el vehículo completamente descargado	[-]
L	Distancia entre ejes	[m]
l_1	Distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el eje delantero	[m]
$l_{1,om}$	Distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el eje delantero en orden de marcha	[m]
$l_{1,pc}$	Distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el eje delantero a plena carga	[m]
L_{12}	Distancia entre eje 1º y 2º	[mm]
L_2	Distancia entre la quinta rueda y el eje del semirremolque	[m]
l_2	Distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el eje trasero	[m]

$l_{2,om}$	Distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el eje trasero en orden de marcha	[m]
$l_{2,pc}$	Distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el eje trasero a plena carga	[m]
L_{23}	Distancia entre eje 2º y 3º	[mm]
m	Coefficiente de corrección de la adherencia disponible con la carga sobre el eje	[-]
M_{fd}	Par de frenado aplicado en el eje delantero	[N m]
M_{ft}	Par de frenado aplicado en el eje trasero	[N m]
MMA	Masa Máxima Autorizada	[kg]
$MMAC$	Masa Máxima Autorizada de Combinación	[kg]
MMA_i	Masa Máxima Autorizada del eje i	[kg]
MMA_{KP}	Masa Máxima Autorizada del acoplamiento del semirremolque	[kg]
$MMTA$	Masa Máxima Técnica Autorizada	[kg]
$MMTA_{eje}$	Masa Máxima Técnica Autorizada de un eje	[kg]
MOM	Masa en Orden de Marcha: la masa del vehículo con su depósito o depósitos de combustible llenos, como mínimo, al 90 % de su capacidad, incluida la masa del conductor, del combustible y de los líquidos, con el equipamiento estándar conforme a las especificaciones del fabricante y, si están instalados, la masa de la carrocería, de la cabina, del acoplamiento y de la rueda o ruedas de repuesto, así como de las herramientas	[kg]
M_x	Par de vuelvo del vehículo	[N m]
M_{ya}	Par de cabeceo aerodinámico	[N m]
M_z	Par de guiñada del vehículo	[N m]
n	Coefficiente exponencial para valorar la velocidad del neumático en el cálculo de la resistencia a la rodadura.	[-]
n	Nº de muestras en el proceso de validación mediante Bootstrapping (10.000)	[-]
p	Nivel de confianza (95%)	[-]
P_{Act}	Presión máxima en el actuador de frenado	[bar]
P_{ActCI}	Presión en el actuador alcanzada durante el ensayo en ITV con la carga en inspección	[bar]
$P_{ActExtrap}$	Presión en el actuador de frenado utilizada para la extrapolación	[bar]
P_{AHi}	Presión más alta aplicable en el actuador de freno del eje i	[bar]
P_{Ai}	Presión del actuador de freno en el eje i a la fuerza de frenado utilizada para extrapolar	[bar]
P_{Aladi}	Presión de diseño del actuador de freno del eje i con el vehículo en carga	[bar]
P_{ALi}	Presión más baja aplicable en el actuador de freno del eje i	[bar]
P_{bloq}	Presión del sistema de frenos en el momento del bloqueo de ruedas durante el ensayo sobre frenómetro	[bar]
P_m	Presión de control o presión de mando	[bar]
P_{mCI}	Presión de mando alcanzada durante el ensayo en ITV con la carga en inspección	[bar]
$P_{mExtrap}$	Presión de control o presión de mando utilizada para la extrapolación	[bar]
p_{ref}	Presión del sistema de frenos de referencia aportada por el fabricante	[bar]
Q	Peso total del vehículo	[N]
q	Peso total del vehículo	[kg]

Q_1	Peso total del tractocamión	[N]
$Q_{2,om}$	Peso total del semirremolque en orden de marcha	[N]
$Q_{2,pc}$	Peso total del semirremolque a plena carga	[N]
q_c	Peso total del semirremolque a plena carga sumando el peso de los ejes y de la 5ª rueda	[kg]
q_{CI}	Peso total del semirremolque a carga en inspección sumando el peso de los ejes y de la 5ª rueda	[kg]
Q_d	Peso del eje delantero del vehículo	[N]
$Q_{d,din}$	Peso del eje delantero del vehículo durante el frenado	[N]
Q_h	Peso sobre la quinta rueda	[N]
Q_i	Peso del eje i del vehículo	[N]
$Q_{i,CI}$	Peso en el eje i medido en ITV en carga en inspección	[kg]
$Q_{i,din}$	Peso del eje i del vehículo durante el frenado	[N]
$Q_{KP,CI}$	Carga normal estática sobre el punto de acoplamiento del semirremolque a carga en inspección	[N]
Q_{om}	Peso total del vehículo en orden de marcha	[N]
Q_{pc}	Peso total del vehículo a plena carga	[N]
q_R	Carga normal estática sobre la superficie de los neumáticos del semirremolque	[kg]
$q_{R,c}$	Carga normal estática máxima sobre la superficie de los neumáticos del semirremolque a plena carga: MMA de los ejes	[kg]
$q_{R,CI}$	Carga normal estática sobre la superficie de los neumáticos del semirremolque a carga en inspección	[kg]
q_{Rmax}	Carga normal estática máxima sobre la superficie de los neumáticos del semirremolque, es decir, la MMTA de los ejes	[kg]
Q_s	Peso del eje del semirremolque	[N]
Q_t	Peso del eje trasero del vehículo	[N]
$Q_{t,din}$	Peso del eje trasero del vehículo durante el frenado	[N]
R	Valor del método de referencia en el proceso de validación mediante Bootstrapping	[-]
r_c	Radio bajo carga del neumático	[m]
R_{Fi}	Relación de aumento de la fuerza de frenado extrapolada en el eje i para extrapolación con dos puntos de medida	[-]
r_n	Radio nominal del neumático, siendo $r_c < r_n$	[m]
R_{pi}	Relación de aumento de la fuerza de frenado extrapolada en el eje i para extrapolación con un punto de medida	[-]
s	Subíndice referido a los ejes tandem simplificados a uno simple	[-]
$U(A)$	Incertidumbre del método alternativo	[-]
$U(R)$	Incertidumbre del método de referencia	[-]
V	Velocidad lineal en la superficie exterior de los rodillos/neumático	[m/s]
α	Ángulo formado entre la horizontal y el vehículo una vez inclinado	[rad]
ΔF_f	Incremento de fuerza de frenado total	[N]
$\Delta F_{f,i}$	Incremento de fuerza de frenado en el eje i	[N]
$\Delta F_{f,is}$	Incremento de fuerza de frenado en el eje i simplificado	[N]
$\Delta Q_{i,CI}$	Incremento máximo del peso en el eje i con respecto al medido en ITV	[kg]
$\Delta Q_{is,CI}$	Incremento máximo del peso en el eje i simplificado con respecto al medido en ITV	[kg]

ε	Distancia en horizontal entre el eje delantero y trasero con el vehículo inclinado	[mm]
η	Parámetro de ajuste de la presión de mando a carga en inspección en el modelo de semirremolque	[-]
θ	Ángulo de la rampa ($\theta > 0$: rampa descendente)	[rad]
κ	Parámetro de ajuste de la pendiente de extrapolación en los modelos de remolque y semirremolque	[-]
λ	Distancia en horizontal entre el eje trasero y el centro de gravedad del vehículo	[mm]
μ	Coeficiente de adherencia entre el neumático y el asfalto/frenómetro de rodillos.	[-]
μ_{Cl}	Coeficiente de adherencia utilizado para el cálculo de la transferencia de carga con el vehículo en carga en inspección	[-]
μ_d	Coeficiente de adherencia entre los neumáticos del eje delantero y el asfalto/frenómetro de rodillos.	[-]
μ_t	Coeficiente de adherencia entre los neumáticos del eje trasero y el asfalto/frenómetro de rodillos.	[-]
Ψ	Representa el ángulo de giro	[rad]
ω	Velocidad angular del neumático	[rad/s]
Ω_d	Deceleración angular del eje delantero	[rad/s ²]
Ω_i	Deceleración angular que adquiere la rueda i	[rad/s ²]
Ω_t	Deceleración angular del eje trasero	[rad/s ²]

Capítulo 1: Introducción y objetivos

1.1. Motivaciones

Los vehículos automóviles, al igual que cualquier otra máquina, precisa de un mantenimiento periódico para mantener su correcto funcionamiento. En el caso de los vehículos automóviles, dicho mantenimiento debe buscar que el funcionamiento global del vehículo durante toda su vida útil difiera, lo mínimo posible, del funcionamiento mostrado por el vehículo a la hora de su homologación. Ya que, del correcto mantenimiento de cada vehículo, depende la seguridad de la circulación en su conjunto.

Debido a lo anterior, surge la necesidad de comprobar por parte de cada Estado, que el funcionamiento y conservación de cada vehículo supere unos mínimos. Esta comprobación en España la realizan las estaciones de Inspección Técnica de Vehículos (ITV), las cuales certifican que el vehículo cumple las normas de seguridad y emisiones contaminantes vigentes.

Para la realización de la inspección, dichos entes certificadores se guían por lo marcado en el Manual de Procedimiento de Inspección de Estaciones ITV [5], estando vigente en marzo del 2019 la Revisión 7ª (Versión 7.3.3) del mismo. En dicho Manual se recoge lo dispuesto en la Directiva de inspección vigente en cada momento y enumera los puntos que deben ser revisados en cada tipo de vehículo, el estado de conservación mínimo de los mismos y la calificación que se debe otorgar a cada elemento en función del estado o del resultado de los ensayos.

La edición de una nueva Revisión del Manual de Procedimiento de Inspección de Estaciones ITV se realiza cada vez que existe un cambio normativo en lo referente al proceso de inspección. Es por ello, por lo que debido a la entrada en vigor de la Directiva 2010/48/UE [1], traspuesta a ordenamiento jurídico en territorio español mediante la Orden Ministerial ITC/3124/2010 del 26 de noviembre del 2010, el Ministerio de Industria, Energía y Turismo, junto con las Comunidades Autónomas, editaron la Revisión 7ª del Manual, dejando de tener aplicación la Revisión 6ª.

En la redacción de la Directiva 2010/48/UE [1] se tuvieron en cuenta las recomendaciones que periódicamente publica el comité especializado en ITV a nivel internacional CITA (En inglés, “*International Motor Vehicle Inspection Committee*”) [6]. Periódicamente, CITA publica recomendaciones con el objetivo de mejorar los procedimientos de inspección adaptándose al progreso técnico. En lo relativo a esta tesis, CITA publicó en su recomendación N.º 8 de mayo de 2005 el procedimiento de ensayo de los vehículos pesados en el cual “*se debían medir las máximas fuerzas de frenado, las cuales se obtienen con el vehículo a plena carga, aplicando cargas “artificiales” o bien mediante métodos de extrapolación*” [7].

Debido a lo anterior, en la Directiva 2010/48/UE [1] se modifica el Anexo II de la Directiva 2009/40/CE [8] de 6 de mayo de 2009 siendo el siguiente punto lo más relevante en lo relativo a frenado:

- “Se deben inspeccionar los vehículos o remolques de masa máxima autorizada (MMA) superior a 3.500 kg de acuerdo a las normas dadas por la ISO 21069 [2] o método equivalente [1]”.

Como se muestra anteriormente, la Directiva 2010/48/UE [1] afecta a uno de los puntos más influyentes en la seguridad del vehículo: el sistema de frenado. El principal cambio que introduce esta Directiva es la obligación de la determinación de la eficacia de frenado conforme a lo dispuesto en la norma ISO 21069 [2] o método equivalente, la cual obliga a referenciar la eficacia de frenado (definida en la Ec. (1.1) y relacionada con la deceleración que puede alcanzar el vehículo durante el frenado) a la MMA del vehículo recogida en su documentación técnica, es decir, utiliza en el denominador de la Ec. (1.1) el valor de MMA.

$$E(\%) = \frac{\Sigma F_f}{MMA \cdot g} \cdot 100 \quad (1.1)$$

donde

$E(\%)$ = Representa el valor de la eficacia de frenado en tanto por ciento,
 ΣF_f = Representa el sumatorio de las lecturas del frenómetro en cada eje en N,
 MMA = Representa la Masa Máxima Autorizada del vehículo en kg,
 g = Representa la aceleración de la gravedad (9,81 m/s²).

Previamente a la entrada en vigor a dicha Directiva la eficacia de frenado de los vehículos de más de 3.500 kg en España se referenciaba a la masa del vehículo en el momento del ensayo, es decir, se permitía sustituir la MMA de la Ec. (1.1) por el peso del vehículo en el momento de inspección. Con ello, desaparecía la dependencia entre la eficacia de frenado y el peso en el momento de inspección, evitando falsos rechazos debido al insuficiente peso del vehículo.

Con la modificación introducida por la Directiva 2010/48/UE [1], se obliga a ensayar el vehículo a plena carga o bien con un estado de carga que le permita superar la eficacia de frenado mínima establecida. Como alternativa permite el uso de métodos de inspección que permitan obtener las fuerzas de frenado que desarrollaría el vehículo a plena carga.

La necesidad de ensayar el vehículo en carga o mediante métodos a través de los cuales se obtenga las fuerzas de frenado que el vehículo desarrollaría en carga se debe a la fuerte dependencia entre las fuerzas de frenado máximas que puede desarrollar un vehículo y su peso, ya que, la fuerza de frenado es aproximadamente igual a la fuerza de fricción existente entre el neumático y el frenómetro de rodillos. Esta dependencia se observa recurriendo a la Ley del Rozamiento de Coulomb Ec (1.2).

$$F_f \approx F_r = \mu \cdot Q \quad (1.2)$$

donde

F_f = Representa la fuerza/s de frenado medidas en ITV en N,

F_r = Representa la fuerza de rozamiento entre el neumático y el asfalto/ frenómetro de rodillos en N,

μ = Representa el coeficiente de adherencia entre el neumático y el asfalto/ frenómetro de rodillos,

Q = Representa el peso total del vehículo en N.

Por otro lado, el ensayo de un vehículo a plena carga no resulta en muchos casos un tema trivial, ya que existen vehículos para los cuales la realización de una inspección en carga podría conllevar peligros, riesgos, molestias para los usuarios de la estación ITV y molestias para los pasajeros y/o conductor del vehículo, entre otros. Ejemplos de este tipo de vehículos no ensayables en carga son los autobuses, basureros o los vehículos de mercancías peligrosas.

Por ello, cobran importancia los métodos de medida de la eficacia de frenado que obtengan las fuerzas de frenado máximas que se obtendrían en carga a partir de ensayos con el vehículo descargado. Un ejemplo de este tipo de métodos es el Método extrapolación con un punto de medida recogido en la ISO 21069 [2], cuyo uso está recomendado en España ante los demás propuestos por dicha norma ISO.

El principal inconveniente derivado de la aplicación de este método es la necesidad de la medición de las presiones en el circuito a la vez que se miden las fueras de frenado en el frenómetro de rodillos, para posteriormente, poder relacionar cada fuerza de frenado medida con la presión existente en ese momento en el circuito de frenos. Esto impuso la sustitución de todo el parque de frenómetros de rodillos que se utiliza para la medida de la eficacia de frenado de vehículos industriales, con el coste económico y el tiempo improductivo que ello supuso. Además, obligó a la adquisición, mantenimiento y calibración periódica de sensores de presión normalizados. Por último, obliga también a que todos los vehículos que acudan a realizar la inspección con este método equipen tomas de presión normalizadas en sus vehículos.

Por todo lo anterior, la obtención de un método de medida de eficacia de frenado que evite la modificación de las estaciones de ITV, de los vehículos, así como la adquisición de nuevos aparatos de medida y que siga siendo fiel a los principios seguidos por las estaciones de ITV hasta ahora (inspección relativamente simple, rápida y barata) es deseable.

Por ello, esta tesis doctoral propone un método de ensayo basado en el funcionamiento del sistema de frenado de los vehículos y en la adherencia disponible entre el neumático y el frenómetro en el momento de la inspección.

Dicho método, llamado "*fBRAKE*" en esta tesis doctoral, es capaz de obtener las fuerzas de frenado que un vehículo desarrollaría en carga a partir de mediciones de fuerzas de frenado y del peso por eje en el estado de carga en el que el vehículo acude a inspección. "*fBRAKE*" consigue que la inspección técnica de vehículos pesados sea no solo más rápida y económica sino también más realista en lo relativo a los resultados obtenidos debido a su fundamento técnico y físico.

1.1.1 Historia y motivación de la ITV

Los orígenes de la inspección técnica de vehículos se remontan a finales del año 1981 cuando, tras la publicación del Real Decreto 3273/1981 [9], de 30 de octubre, sobre la reorganización de los servicios de inspección técnica de vehículos, se establecen los tipos y la frecuencia de las inspecciones técnicas a las que debían someterse los vehículos matriculados en España. Sin embargo, este Real Decreto eximía temporalmente de realizar la inspección técnica, en su disposición transitoria primera, a los vehículos particulares con capacidad de hasta 9 plazas (incluido el conductor) afectados por este Real decreto hasta que el Ministerio de Industria y Energía no dispusiera de los dispositivos adecuados para realizarla.

Sin embargo, con la entrada en vigor el 19/12/1985 del Real Decreto 2344/1985 [10], de 20 de noviembre, tras la puesta en funcionamiento de nuevas estaciones ITV desde la entrada en vigor del Real Decreto 3273/1981 [9], se pudo adquirir suficiente experiencia como para poder realizar la inspección técnica generalizada a todos los vehículos matriculados en España. Además, el Real Decreto 2344/1985 [10] modificaba la periodicidad de las inspecciones en base a la experiencia adquirida y los procedimientos de inspección aplicados hasta entonces.

Debido a obligatoriedad de inspección técnica de vehículos y al deficiente estado de conservación del parque de vehículos español por aquel entonces, en el año 1987 se produjo un elevado crecimiento de los coches en situación de abandono.

En el año 1994, tras la adhesión de España a la Comunidad Económica Europea – en la actualidad Unión Europea- en el año 1986 y debido a la necesidad de la aproximación de las legislaciones de los distintos Estados de la UE, relativas al control técnico de los vehículos a motor y de sus remolques impuesta por las directivas europeas, se publica el Real Decreto 2042/1994 [11], de 14 de octubre. Este Real Decreto adapta la legislación española imponiendo unos controles técnicos en los vehículos más estrictos. Además, fija la fecha inicial para el cálculo de las fechas de realización de las inspecciones técnicas en la fecha de primera matriculación del vehículo.

Desde entonces la legislación relacionada con las inspecciones ITV se ha ido actualizando adaptándola al progreso técnico introduciendo pequeñas actualizaciones. Esta legislación se compone en la actualidad de tres actos legislativos fundamentales:

- Directiva 2009/40/CE [8]: Fija unas normas mínimas para la inspección técnica periódica de los vehículos a motor. Aplicable a turismos, a autobuses y autocares y a vehículos pesados de mercancías y sus remolques, pero no aplicable a los ciclomotores ni a las motocicletas. Esta Directiva ha sido adaptada al progreso técnico mediante la Directiva 2010/48/UE [1] y posteriormente por la Directiva 2014/45/UE [12].
- Directiva 2014/47/CE [13]: Complementa la Directiva 2009/40/CE [8] y sucesivas, y exige que en los vehículos comerciales, además de las revisiones periódicas realizadas en estaciones ITV se realicen también inspecciones técnicas en carretera.

- Directiva 1999/37/CE [14], relativa a los documentos de matriculación de los vehículos, regula la emisión de los certificados de matriculación, su contenido mínimo armonizado y los requisitos para su reconocimiento mutuo entre países. Esta directiva ha sido modificada por la Directiva 2003/127/CE [15], Directiva 2006/103/CE [16], Directiva 2013/22/UE [17] y Directiva 2014/46/UE [18].

Se calcula que gracias a la inspección ITV de vehículos, se evitaron durante el año 2012 *“al menos 11.000 accidentes, cerca de 11.000 heridos y 170 muertes [19]”*. Considerando únicamente el coste al Estado por las víctimas mortales, heridos y accidentes evitados la ITV representa un ahorro de aproximadamente 300 millones de euros. Por otro lado, si se tiene en cuenta los vehículos que no pasaron ITV aun teniendo la obligación de hacerlo, se podrían haber evitado *“al menos 7.100 accidentes, cerca de 7.000 heridos y 110 muertes adicionales [19]”*, con un ahorro adicional cercano a los 200 millones de euros.

Las anteriores cifras, aplicadas únicamente al año 2012 y al territorio español, ponen de manifiesto la gran labor social realizada por el sector ITV en toda Europa y en el resto del mundo.

1.2. Objetivos

Los objetivos planteados en esta tesis doctoral son los siguientes:

- Desarrollo de nuevos modelos para el cálculo mediante simulación de las máximas fuerzas de frenado que un vehículo pesado ($MMA > 3500$ kg) puede realizar. Estas fuerzas de frenado se calcularán utilizando los resultados de fuerzas de frenado y pesos por eje obtenidos de ese mismo vehículo en inspección y sin necesidad de que el vehículo se ensaye a plena carga. A partir de estas máximas fuerzas de frenado se calcula la eficacia de frenado.
- Validación de los modelos propuestos mediante métodos estadísticos para comprobar que los resultados obtenidos son equiparables a los que se obtendrían si se ensayase el vehículo en carga.
- Presentación e implementación de este nuevo método en el sector ITV a nivel nacional e internacional.

1.3. Contenido y Organización de la tesis

La tesis doctoral se ha organizado en siete capítulos. En este primer capítulo se realiza una breve introducción de los motivos que han llevado a realizar esta tesis doctoral, se han planteado los objetivos que se han marcado en la investigación y se resumen las aportaciones originales derivadas de esta tesis doctoral.

El segundo capítulo está dedicado a describir los equipos que se utilizan en las estaciones ITV para realizar las inspecciones técnicas. Además, se describe el funcionamiento del frenómetro de rodillos, dispositivo clave para esta tesis doctoral.

En el tercer capítulo se analiza el marco legislativo que afecta a esta tesis doctoral. Estas normativas son relativas a los requisitos exigidos para la homologación los vehículos y a las distintas normativas que regulan el sector de inspección

técnica ITV. En este capítulo, además de describir detalladamente parámetros que determinan el rendimiento en frenada, como son la eficacia de frenado y el desequilibrio de frenado, también se describen los modelos alternativos de extrapolación de presiones propuestos por la ISO 21069 [2], los métodos alternativos de simulación de carga y las soluciones adaptadas por otros países de la UE para cumplir con la Directiva 2010/48/UE [1].

En el cuarto capítulo se analiza el estado del arte de los distintos sistemas de frenado que equipan actualmente los vehículos, y se analizan y se exponen las ecuaciones que modelizan el comportamiento dinámico de los vehículos durante el frenado y que serán utilizadas en el método “*fBRAKE*”. También se hace una breve descripción de los elementos más importantes que componen el sistema de frenado de los vehículos pesados.

En el quinto capítulo se describen los modelos propuestos para el cálculo mediante simulación de las máximas fuerzas de frenado que los vehículos pueden realizar. Este capítulo se divide en cinco secciones después de la introducción, estando la primera de ellas dedicada a la descripción del modelo para vehículos a motor, la segunda a la descripción del modelo para semirremolques, la tercera a la descripción del modelo para remolques, la cuarta a la descripción del modelo de tractocamión y la quinta (y última de ellas) a la explicación del cálculo realizado por “*fBRAKE*” para obtener las fuerzas de frenado en cada eje y rueda en función del modelo.

En el sexto capítulo se presenta la validación del método “*fBRAKE*” utilizando el método estadístico de Bootstrapping para diferentes clasificaciones y configuraciones de vehículos.

En el séptimo capítulo se expone un resumen de las conclusiones obtenidas a partir del trabajo de investigación realizado y las posibles líneas de trabajo futuro consecuencia de los resultados obtenidos y de los futuros cambios legislativos.

Por último, se presentan las referencias bibliográficas utilizadas en esta tesis doctoral.

1.4. Aportaciones de la tesis

Las aportaciones de la tesis doctoral se recogen en los siguientes puntos:

- Se han desarrollado cuatro familias de modelos matemáticos que obtienen mediante simulación las fuerzas de frenado máximas que un vehículo puede alcanzar. Uno de los modelos está centrado en vehículos a motor, otro en semirremolques, otro en remolques y el cuarto en tractocamiones. Con todos los modelos, ajustados para cada clase de vehículo se obtienen las fuerzas de frenado máximas y, por tanto, la eficacia de frenado. Estos modelos representan una alternativa equivalente al procedimiento propuesto por la ISO 21069 [2].
- Se han validado de los modelos propuestos el método estadístico de Bootstrapping para diferentes clasificaciones y categorías de vehículos obteniendo resultados satisfactorios en todos ellos. Esta validación está basada en el método recogido en la norma UNE 26110 [4].

-
- Se ha presentado el método “*fBRAKE*” al sector ITV de España. Este método está actualmente validado, aprobado y en uso en las comunidades autónomas de Extremadura, Galicia, Valencia, Navarra y en las estaciones ITV de las Fuerzas Armadas (Ministerio de Defensa), donde han pasado inspección con este método más de 10.000 vehículos. Además, otros países han mostrado su interés por los modelos.
 - “*fBRAKE*” ha sido implementado informáticamente y ofrece la posibilidad de integración con los actuales sistemas informáticos presentes en las estaciones ITV. Con ello se automatiza el proceso de introducción de datos y el volcado de resultados, de manera que agiliza la inspección del vehículo.

Capítulo 2: Equipamiento en inspección ITV

2.1. Introducción

La aplicación de la Directiva 2010/48/UE [1], especialmente en la obligatoriedad de aplicar la norma ISO 21069 [2] para la medición de la eficacia de frenado en vehículos de más de 3.500 kg, exigió la modificación parcial o total de ciertos dispositivos que estaban en operación en las estaciones ITV en el momento de su entrada en vigor.

Un ejemplo de estos dispositivos fueron los frenómetros de rodillos que fueron sustituidos por otros nuevos en los cuales se mide al unísono la fuerza de frenado y la presión en el circuito de frenos, con el objetivo de poder realizar el método de extrapolación propuesto por la norma ISO.

Además, las estaciones ITV adquirieron sensores de presión para realizar la medida de la eficacia de frenado a los vehículos de más de 3.500 kg mediante los métodos de extrapolación.

En este capítulo, se analiza el principio de funcionamiento de un frenómetro de rodillos y se muestra brevemente un ejemplo de medición de los sensores de presión, su modo de acoplamiento a las tomas de un tractocamión y sus resultados en las mediciones. También se muestra un ejemplo de las básculas existentes en ITV, las cuales son de interés en esta tesis doctoral

2.1.1 Ensayo sobre frenómetro

A continuación, se introduce el instrumento de medida utilizado en las ITV para medir las fuerzas de frenado de los vehículos: el frenómetro. Gracias a este instrumento se pueden medir las fuerzas de frenado que desarrolla el vehículo sin necesidad de ensayos dinámicos en pista.

2.1.1.1 Frenómetro de rodillos. Descripción.

Se define el frenómetro de rodillos, según la norma UNE 82502:2007 [20] sobre instrumentos destinados a medir las fuerzas de frenado de vehículos a motor como:

“Instrumento de medida y/o ensayo utilizado para evaluar y medir la fuerza longitudinal de frenada en la rueda o ruedas del mismo eje” [20]

Las ventajas que presenta este dispositivo son la posibilidad de realizar la inspección de frenos dentro de la estación ITV, sin necesidad de disponer de pistas

o de grandes espacios para ensayar el vehículo y en un corto periodo de tiempo. Además, permite determinar con la ovalidad y el desequilibrio de los frenos, así como aislar posibles problemas de sobrecalentamiento de los frenos (fading) que provocan pérdidas de eficacia del sistema de frenado.

Otra importante ventaja que presenta la medida de las fuerzas de frenado utilizando un frenómetro de rodillos es su elevada repetibilidad.

Las desventajas que presenta el frenómetro de rodillos es que no es capaz de tener en cuenta la influencia de la transferencia de carga al eje delantero que se produce durante el frenado en carretera. Tampoco tiene en cuenta los efectos aerodinámicos que favorecen el frenado, por lo que realiza la inspección quedándose del lado de la seguridad. Por otro lado, el coeficiente de adherencia del frenómetro con la rueda no tiene por qué coincidir con el coeficiente de adherencia existente entre la rueda y la superficie por la que circula el vehículo.

Además, tampoco verifica el sistema antibloqueo (ABS), debido a que la velocidad de la prueba es demasiado baja para que se active el sistema.

Por último, los modelos normales tampoco están preparados para probar vehículos de tracción integral.



Figura 1: Frenómetro de rodillos.

La base de funcionamiento del frenómetro de rodillos es un fenómeno puramente físico, y no es otro que la fuerza de frenado es aproximadamente igual a la fuerza de fricción, siendo esta función de la carga del vehículo (Ver Ec. (2.1), Ec. (2.2) y Figura 2).

$$\text{Fuerza de frenado} \approx \text{Fuerza de fricción} = f(\text{peso vehículo}) = \quad (2.1)$$

Es decir,

$$F_f \approx F_r = \mu \cdot Q \quad (2.2)$$

donde

F_f = Representa la fuerza/s de frenado medidas en ITV en N,

F_r = Representa la fuerza de rozamiento entre el neumático y el asfalto/ frenómetro de rodillos en N,

μ = Representa el coeficiente de adherencia entre el neumático y el asfalto/ frenómetro de rodillos,

Q = Representa el peso total del vehículo en N.

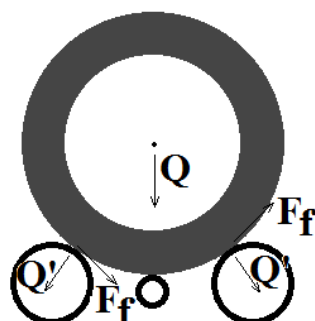


Figura 2: Principio físico de funcionamiento del frenómetro de rodillos.

El frenómetro de rodillos se compone de dos parejas de rodillos que giran independientemente. La primera pareja de rodillos mide la fuerza de frenado en la rueda derecha del vehículo y la segunda pareja en la rueda izquierda del mismo eje del vehículo. Por tanto, se debe situar el vehículo de tal manera que las ruedas de un mismo eje se sitúen sobre cada uno de los rodillos.

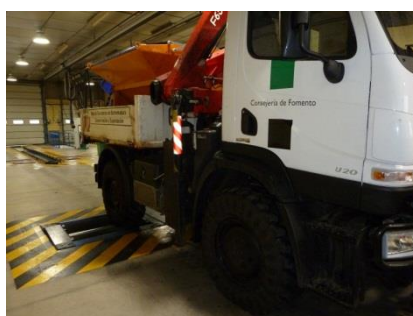


Figura 3: Disposición del vehículo sobre el frenómetro de rodillos.

Los rodillos del frenómetro tienen un diámetro mínimo de 150 mm según normativa [20]. La normativa específica también la distancia entre rodillos, exigiendo que la distancia entre las generatrices próximas de los rodillos esté en un rango entre 160 y 315 mm [20].

Además, la superficie de los rodillos debe cumplir unas exigencias determinadas para asegurar la adherencia entre el neumático y el rodillo. Por ello se exige que el coeficiente de adherencia sea superior a 0,5 con neumático mojado y superior a 0,7 con neumático seco. [7] El coeficiente de rozamiento típico en los rodillos de frenómetros actuales es de 0,9 en seco y 0,7 en mojado, su material suele ser corindón. [21]

Además, la normativa establece que la velocidad tangencial de los rodillos durante el ensayo de frenado debe ser constante, con una tolerancia de $\pm 0,7$ km/h, y estar comprendida entre 2 y 6 km/h, incluida la tolerancia citada [7]. Los

dispositivos utilizados en la actualidad suelen realizar el ensayo con una velocidad tangencial entorno a los 5 km/h. [22]

Los frenómetros actualmente usados para ensayar vehículos pesados presentan amplios rangos de medida y de capacidad de carga admisible en el vehículo. Aspecto importante a la hora de ensayar vehículos industriales. Además, están dotados de sensores de medida de presión del circuito de frenos, los cuales son necesarios para poder aplicar los métodos de extrapolación descritos por la ISO 21069 [2]. Además, suelen estar equipados con sistemas de medición del peso por eje y con mecanismos de elevación para simular carga en el eje, como se muestra en la sección 2.1.

Existen frenómetros de rodillos en los cuales la resolución del equipo es tal que hace posible discriminar las fuerzas de resistencia a rodadura. Para ello se activa el frenómetro de rodillos con el vehículo dispuesto sobre el mismo, y se mide la resistencia al giro que ejercen los neumáticos cuando el freno no está accionado.

Por otro lado, es preciso calibrar tanto el frenómetro como el resto de dispositivos de medida de forma periódica para asegurar una precisión de medición constante, así como la seguridad en el funcionamiento. Los siguientes procesos de calibrado del frenómetro deben hacerse con la siguiente periodicidad:

- Diariamente, antes del primer uso del frenómetro:
 - Calibración del punto cero en caso de grandes cambios de temperatura ambiente. [20]
- Semanalmente:
 - Calibración del punto cero en caso de pequeños cambios de temperatura ambiente. [20]
- Trimestralmente
 - Comprobación general de correcto funcionamiento. [23]
- Semestralmente:
 - Calibración metrológica. [23]
- Anualmente:
 - Sustitución del líquido de frenos de las mangueras hidráulicas de los radiosensores y purgado de las mismas. [20]

2.1.1.2 Funcionamiento del frenómetro [24]

El frenómetro de rodillos se compone, para cada rueda, de dos rodillos unidos al motor de corriente alterna mediante una cadena, y una palanca con una célula de medición de fuerzas.

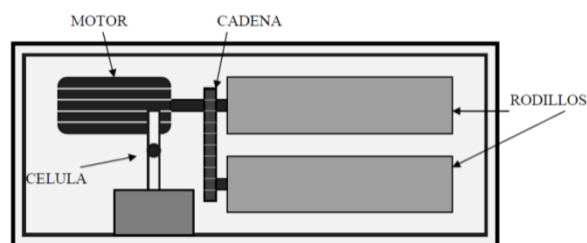


Figura 4: Componentes básicos del frenómetro. [24]

El frenómetro de rodillos es activado cuando el vehículo se posiciona sobre la pareja de rodillos, debido a que la rueda pisa el rodillo palpador (Ver Figura 5). Al abandonar la rueda esta posición, el palpador quedará libre desactivando así el giro del motor del frenómetro de rodillos. Como medida de seguridad, ante caídas de personas sobre el palpador, el frenómetro no se pone en marcha hasta que ambos palpadores son pisados.

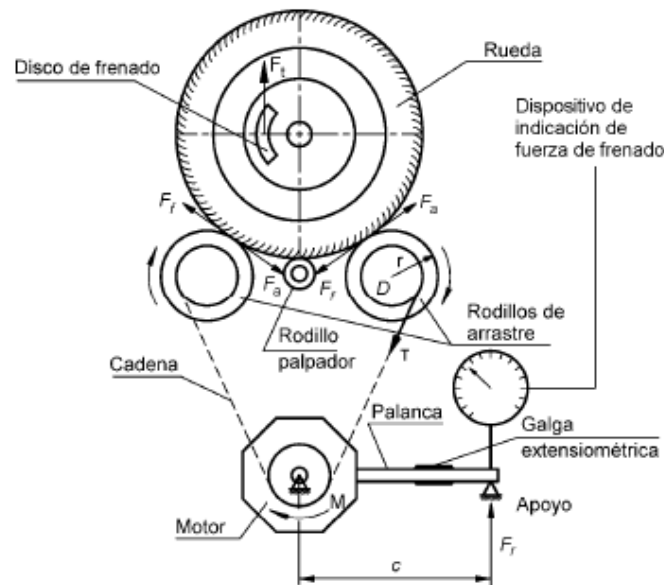


Figura 5: Corte del frenómetro de rodillos. [24]

Pasados unos segundos tras pisar el rodillo palpador, el motor de cada pareja de rodillos se pone en marcha a una velocidad de giro constante, arrastrando a los dos rodillos mediante una cadena. Los rodillos a su vez hacen girar los neumáticos del vehículo.

La medición del deslizamiento del neumático sobre los rodillos la realiza el frenómetro conociendo la velocidad de giro de los rodillos (parámetro del frenómetro) y la velocidad de giro del neumático. Para medir la velocidad de giro del neumático, el rodillo palpador tiene en uno de los extremos unas muescas que junto con un contador de impulsos hacen el trabajo de un encoder, midiendo la frecuencia con la que pasan las muescas.

Conforme el conductor pisa el pedal del freno, el neumático va ofreciendo más resistencia al giro y, por lo tanto, los rodillos deben realizar una mayor fuerza de arrastre (F_a) compensando así la fuerza de frenado (F_f).

Cuando la fuerza de frenado es tal que el deslizamiento supera el valor máximo tarado en el frenómetro (el deslizamiento recomendado debe estar en el $27\% \pm 3\%$ [7]) el motor se desconecta automáticamente, dando por finalizada la prueba. Con ello se evita el deterioro de los neumáticos. La máxima fuerza de frenado se obtiene justo antes de que el motor se detenga. El cálculo del deslizamiento se realiza utilizando la Ec. (2.3).

$$i = 1 - \frac{\omega \cdot r_n}{V} = 1 - \frac{\omega \cdot r_n}{\omega \cdot r_c} = 1 - \frac{r_n}{r_c} \quad (2.3)$$

donde

r_c = Representa el radio bajo carga del neumático en m,

r_n = Representa el radio nominal del neumático, siendo $r_c < r_n$ en m,

ω = Representa la velocidad angular del neumático en rad/s,

V = Representa la velocidad lineal en la superficie exterior de los rodillos en m/s.

Cuando existe deslizamiento total entre el neumático y los rodillos durante el frenado, la velocidad angular del neumático se anulará mientras los rodillos siguen girando, tomando el deslizamiento un valor de 1.

El motor está sujeto en el frenómetro mediante el eje de giro y la palanca que se muestra en la Figura 5. De este modo, cuando el motor gira, arrastra la carcasa del motor con un par opuesto al de giro, siendo arrastrada a su vez la palanca por la carcasa. Con la utilización de una galga extensométrica, ubicada en la placa, que mide la deformación de la palanca se puede medir la fuerza que está generando el motor. Esta fuerza será igual a la fuerza de frenado que realiza el vehículo, incluyendo la resistencia a la rodadura.

2.1.2 Sensores de presión del circuito de frenos

Para la aplicación del método de extrapolación de la fuerza de frenado descrito en la norma ISO 21069 [2], se requiere que el frenómetro de rodillos registre la presión del circuito de frenos a la vez que muestrea la fuerza de frenado. En la Figura 6 se muestra un ejemplo del interfaz gráfico empleado en los frenómetros actuales para la realización de la extrapolación de presiones.



Figura 6: Interfaz gráfico del frenómetro de rodillos.

En dicho interfaz, se aprecia como en la parte superior se recoge la presión del actuador de freno en bares en el eje (Presión Px: 2,64 bares). Al mismo tiempo se

muestra la fuerza de frenado en cada rueda (Fuerza de frenado: 13,14 kN y 11,20 kN).

La toma de datos del sistema se realiza a través de manómetros instalados en las tomas de presión del vehículo según se aprecia en la Figura 7. Dichos manómetros se comunican vía radio con el equipo central, evitándose así cables que dificulten la instalación de los manómetros o incluso hagan insegura la medición de las presiones.



Figura 7: Detalle de instalación del sensor de presión. [25]

Para aplicar el método de extrapolación es necesario que el sistema central recoja la evolución de las presiones en el circuito de frenado en función de las fuerzas de frenado registradas (Ver Figura 8). Con dicha evolución es fácil obtener un valor de fuerza de frenado para el cual la presión en el actuador del freno es superior al valor de presión requerido por la ISO 21069 [2] (obligatorio en el método de extrapolación con un punto, ver punto 3.3.3). Se recomienda usar siempre medidores de presiones digitales y evitar el uso de manómetros analógicos, ya que en estos últimos no se conoce fielmente la presión existente en el actuador en el momento en que se aplica la máxima fuerza de frenado, pudiéndose dar el caso de que la rueda quede bloqueada y el conductor continúe aumentando el esfuerzo sobre el pedal del freno y, por tanto, la presión en el actuador.

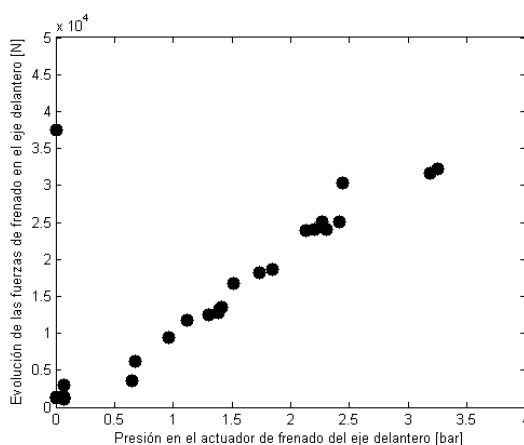


Figura 8: Evolución fuerza de frenado frente la presión del actuador.

2.1.3 Bascula

Una báscula es un equipo de medición que sirve para determinar la masa de los cuerpos.

En las estaciones ITV, el pesaje se suele realizar midiendo el peso por eje en básculas empotradas en el suelo en el extremo de la línea (extremo inicial o extremo final, Figura 9) o bien en básculas incorporadas en los frenómetros de rodillos.



Figura 9: Báscula empotrada al final de la línea de la ITV.

El rango máximo de medición de las básculas no suele superar los 20.000 kg y para su utilización como elemento de medida en inspección es necesario su mantenimiento y calibración periódico.

Capítulo 3: Estado del arte

3.1. Marco legislativo.

A continuación, se hará una descripción de la legislación más relevante que regula la inspección técnica y la homologación de vehículos.

Posteriormente, se analizarán los métodos que se han adoptado para cumplir con los requisitos de la Directiva 2010/48/UE [1] en España y en otros países de Europa. Estos métodos están basados en diferentes principios físicos como puede ser la relación entre la presión de frenado y la fuerza de frenado (ISO 21069 [2]) o la relación entre el peso por eje y la fuerza de frenado (simulación de carga o lastrado de vehículos).

3.1.1 Directiva 2007/46/CE [26] y 661/2009 [27]. Categorías de vehículos.

La Directiva Marco que regula actualmente la homologación de vehículos en Europa es la Directiva 2007/46/CE [26]:

2007/46/CE, “Directiva 2007/46/CE por la que se crea un marco para la homologación de los vehículos de motor y de los remolques, sistemas, componentes y unidades técnicas independientes destinados a dichos vehículos [26]”

La Directiva 2007/46/CE [26] categoriza en su Anexo II, parte A los vehículos según la siguiente tabla:

Tabla 1: Criterios para la categorización de los vehículos de acuerdo a la Directiva 2007/46/CE [26]

<i>“Categoría M: Vehículos de motor concebidos y fabricados principalmente para el transporte de personas y su equipaje.”</i>	
<i>Categoría M1:</i>	<i>“Vehículos de la categoría M que tengan, como máximo, ocho plazas de asiento además de la del conductor. Los vehículos pertenecientes a la categoría M 1 no dispondrán de ningún espacio para viajeros de pie. El número de plazas de asiento podrá limitarse a una (es decir, la del conductor).”</i>

<i>Categoría M2:</i>	<i>“Vehículos de la categoría M que tengan más de ocho plazas de asiento además de la del conductor y cuya masa máxima no sea superior a 5 toneladas. Los vehículos pertenecientes a la categoría M2 podrán tener, además de las plazas de asiento, espacio para viajeros de pie.”</i>
<i>Categoría M3:</i>	<i>“Vehículos de la categoría M que tengan más de ocho plazas de asiento además de la del conductor y cuya masa máxima sea superior a 5 toneladas. Los vehículos pertenecientes a la categoría M3 podrán tener espacio para viajeros de pie.”</i>
<i>“Categoría N: Vehículos de motor concebidos y fabricados principalmente para el transporte de mercancías.”</i>	
<i>Categoría N1:</i>	<i>“Vehículos de la categoría N cuya masa máxima no sea superior a 3,5 toneladas.”</i>
<i>Categoría N2:</i>	<i>“Vehículos de la categoría N cuya masa máxima sea superior a 3,5 toneladas, pero no a 12 toneladas.”</i>
<i>Categoría N3:</i>	<i>“Vehículos de la categoría N cuya masa máxima sea superior a 12 toneladas.”</i>
<i>“Categoría O: Remolques concebidos y fabricados para el transporte de mercancías o de personas, así como para alojar personas.”</i>	
<i>Categoría O1:</i>	<i>“Vehículos de la categoría O cuya masa máxima no sea superior a 0,75 toneladas.”</i>
<i>Categoría O2:</i>	<i>“Vehículos de la categoría O cuya masa máxima sea superior a 0,75 toneladas, pero no a 3,5 toneladas.”</i>
<i>Categoría O3:</i>	<i>“Vehículos de la categoría O cuya masa máxima sea superior a 3,5 toneladas, pero no a 10 toneladas.”</i>
<i>Categoría O4:</i>	<i>“Vehículos de la categoría O cuya masa máxima sea superior a 10 toneladas.”</i>
<i>“NOTA: Categorías: Por masa máxima se entenderá la masa máxima en carga técnicamente admisible.”</i>	

A su vez, esta Directiva está complementada por el Reglamento 661/2009 [27] que establece los requisitos que se debe exigir a los vehículos. Este especialmente importante ya que, entre otras cosas, deroga Directivas en las que estaban basadas las homologaciones de vehículos y permite seguir utilizando algunas otras Directivas hasta su derogación final.

661/2009, “Reglamento 661/2009 relativo a los requisitos de homologación de tipo referentes a la seguridad general de los vehículos de motor, sus remolques y sistemas, componentes y unidades técnicas independientes a ellos destinados [27]”

3.1.2 Reglamentos CEPE/ONU

Para la concesión de la homologación del sistema de frenado de un vehículo se exige actualmente, de acuerdo a la Directiva 2007/46/CE [26] y al Reglamento 661/2009 [27], que satisfaga los requisitos marcados en el Reglamento 13-H [28]

(categorías M1 y N1) o lo marcado en el Reglamento 13 [29] (categorías M2, M3, N1, N2, N3, O3 y O4).

Reglamento N.º 13-H, “Reglamento N.º 13-H de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE) – Disposiciones uniformes sobre la homologación de los vehículos de turismo en lo relativo al frenado [28]”

Reglamento N.º 13, “Reglamento N.º 13 de la Comisión Económica para Europa (CEPE) de las Naciones Unidas – Disposiciones uniformes sobre la homologación de vehículos de las categorías M, N y O con relación al frenado [29]”

Estos Reglamentos forman parte de una serie de Reglamentos de Naciones Unidas (también llamados Reglamentos CEPE/ONU, ECE/UN en su traducción al inglés o Reglamentos de Ginebra). Estos reglamentos son una Adenda al Acuerdo de 1958 para la armonización técnica global de vehículos. Hasta ahora se han establecido más de 130 Reglamentos en el marco de este Acuerdo [30].

Sin embargo, estos Reglamentos no se aplican en la totalidad del planeta y existen Reglamentos europeos que complementan a esos Reglamentos CEPE/ONU. Solo a método de ejemplo, actualmente se aplica el Reglamento Europeo (UE) 109/2011 en relación con los sistemas antiproyección de vehículos pesados. Es por ello que actualmente se está trabajando desde la ONU en redacción de Reglamentos que tengan alcance global en base a lo que se conoce como el Acuerdo de 1998.

3.1.3 Real Decreto 2028/1986 [31]. Control técnico (ITV) y frenado.

El documento normativo español que se utiliza para la transposición rápida a normativa nacional de las normativas o de los cambios normativos europeos es el Real Decreto 2028/1986 [31].

Real Decreto 2028/1986, “Real Decreto 2028/1986 sobre las normas para la aplicación de determinadas directivas de la CEE, relativas a la homologación de tipo de vehículos automóviles, remolques, semirremolques, motocicletas, ciclomotores y vehículos agrícolas, así como de partes y piezas de dichos vehículos [31]”

En el Real Decreto 2028/1986 [31] se recogen las normativas que son de aplicación en cada Acto Reglamentario a cumplir para homologar un vehículo para nuevos tipos como para nuevas matrículas. Es el documento de referencia que hay que consultar para saber la normativa que se exige para cada Acto Reglamentario en una determinada fecha y vehículo.

A continuación, se muestran las exigencias del Real Decreto 2028/1986 [31] en los puntos de interés para esta tesis doctoral, es decir, Control Técnico (ITV) y frenado. Si se observa el cuadro de Control Técnico (ITV) se observa como la Directiva en vigor actualmente (A) es la Directiva 2010/48/UE [1] que actualiza la Directiva 2009/40/CE [8]. En lo relativo al frenado se observa como para nuevos tipos y nuevas matrículas se exige el Reglamento 13 [29].

Tabla 2: Exigencias normativas Real Decreto 2028/1986 [31]: Control Técnico (ITV).

Materia objeto de Reglamentación (H) (D) Disposiciones Europeas Art. 3.	Nuevos tipos Art. 4.1.	Nueva matrícula Art. 4.2. (O)	Reglamentación a que se refiere Art. 4.3. (F) (M)	Observaciones
Control Técnico (ITV)				
Directiva 96/96	(-)	(-)	Real Decreto 224/2008, de 15 de febrero. Real Decreto 2042/1994, de 14 de octubre.	⁽¹⁾ Aplicable a vehículos en servicio. ⁽²⁾ Modifica la directiva 2009/40/CE
Directiva 1999/52 ⁽¹⁾	(-)	(-)		
Directiva 2001/9	(-)	(-)		
Directiva 2001/11	(-)	(-)		
Directiva 2003/27	(-)	(-)		
Directiva 2009/40	(-)	(A)		
Directiva 2010/48 ⁽²⁾	(-)	(A)		
Directiva 2014/45	Los Estados miembros de la UE adoptarán y publicarán, a más tardar el 20 de mayo de 2017, las disposiciones legales, reglamentarias y administrativas necesarias para dar cumplimiento a lo establecido en la presente Directiva. Informarán de ello inmediatamente a la Comisión. Aplicarán dichas disposiciones a partir del 20 de mayo de 2018.			

Tabla 3: Exigencias normativas Real Decreto 2028/1986 [31]: Frenado.

Materia objeto de Reglamentación (H) (D) Disposiciones Europeas Art. 3.	Nuevos tipos Art. 4.1.	Nueva matrícula Art. 4.2. (O)	Reglamentación a que se refiere Art. 4.3. (F) (M)	Observaciones
Frenado				
Directiva 71/320	(-)	(-)	Reglamento CEPE/ONU 13, Reglamento CEPE/ONU 13-H ⁽¹⁾ (R)	⁽¹⁾ Sólo para M1 y opcional N1
Directiva 74/132	(-)	(-)		
Directiva 75/524	(-)	(-)		
Directiva 79/489	(-)	(-)		
Directiva 85/647	(-)	(-)		
Directiva 88/194	(-)	(-)		
Directiva 91/422	(-)	(-)		
Directiva 98/12	(-)	(-)		
Directiva 2002/78	(-)	(-)		
Directiva 2014/45	Los Estados miembros adoptarán y publicarán, a más tardar el 20 de mayo de 2017, las disposiciones legales, reglamentarias y administrativas necesarias para dar cumplimiento a lo establecido en la presente Directiva. Informarán de ello inmediatamente a la Comisión. Aplicarán dichas disposiciones a partir del 20 de mayo de 2018.			

Frenado de los vehículos y remolques				
R(CE) 661/2009 ⁽¹⁾	(A)	(A) (S)	Reglamento CEPE/ONU 13 (R)	(1) Derogó la Directiva 71/320/CEE a partir del 01-11-14. A partir de la obligatoriedad de montar ESC será necesario ensayo complementario según Reglamento CEPE/ONU 13R
Frenado de los vehículos de turismo				
R(CE) 661/2009 ⁽¹⁾	(A)	(A) (S)	Reglamento CEPE/ONU 13-H (R)	(1) Derogó la Directiva 71/320/CEE a partir del 01-11-14. A partir de la obligatoriedad de montar ESC será necesario ensayo complementario según Reglamento CEPE/ONU 13-H
Notas				
<p>(A) Cumplimiento obligatorio. (A*) Aceptada como alternativa. (-) No aceptado o no obligatorio. Las fechas de aplicación, tanto de la nota (A) como (A*) están supeditadas a lo establecido en la reglamentación correspondiente.</p> <p>(D) Fines de serie: Se podrán matricular y poner en servicio, con las limitaciones establecidas en la reglamentación europea y previa solicitud a la autoridad de homologación, aquellos vehículos que en el momento de su fabricación, contasen con una homologación de tipo válida, pero que no se hayan comercializado, matriculado o puesto en servicio antes de que, de acuerdo a las fechas indicadas en la columna 3, dicha homologación de tipo haya perdido su validez, siempre que dichos vehículos estuviesen en España antes de la fecha indicada anteriormente.</p> <p>(F) La reglamentación a que se refiere el artículo 4.3 del Real Decreto 2028/1986 de 6 de junio, será alternativa a la que se especifica en la columna 1 para las categorías de vehículos incluidos en el campo de aplicación de ambas reglamentaciones a condición que respondan al mismo nivel de exigencias que se establece en la columna 1. Esta aceptación de equivalencia no presupone que estas reglamentaciones puedan tener idénticos requisitos técnicos o administrativos.</p> <p>(H) Podrá aceptarse como alternativa y previa autorización de la Autoridad de Homologación, un informe favorable del servicio técnico en el que se evalúen las discrepancias con la reglamentación que se menciona en las columnas 1 y 4.</p> <p>(M) En los casos en los que no se especifique versión de una reglamentación, se deberá entender que se refiere a la versión en vigor.</p> <p>(O) Para el capítulo 4 "Varios" el título de la columna 3 "Nueva matrícula", debe entenderse como "Fecha de puesta en servicio".</p> <p>(R) A efectos de la Homologación de Tipo CE de vehículos, sus remolques y sistemas, componentes y unidades técnicas independientes destinadas a ellos, en lo relativo a los Reglamentos CEPE/ONU, se aplicará como mínimo, la serie de enmiendas y/o suplementos indicados en el Anexo IV del Reglamento (CE) 661/2009 y sus posteriores modificaciones o en los Reglamentos Delegados de los Reglamentos (UE) 167/2013 y 168/2013.</p> <p>(S) Las fechas de aplicación obligatorias (A) del Reglamento CEPE/ONU, serán: Para vehículos de las categorías M, N y O: las correspondientes a las disposiciones transitorias de los reglamentos de la CEPE que figuran en el Anexo IV del Reglamento (CE) 661/2009 (o sus últimas modificaciones), salvo en los casos en que en el artículo 13 del mismo estén previstas fechas alternativas específicas.</p>				

3.1.4 Directiva 2009/40/CE [8], 2010/48/UE [1] y 2014/45/UE [12]. ISO 21069 [2] y Plan Director.

En lo relativo a inspección ITV son especialmente importantes para esta tesis doctoral las Directivas 2009/40/CE [8] y su actualización la 2010/48/UE [1].

2009/40/CE, "Directiva 2009/40/CE relativa a la inspección técnica de los vehículos a motor y de sus remolques [8]"

2010/48/UE, “Directiva 2010/48/UE por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 2009/40/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, relativa a la inspección técnica de los vehículos a motor y de sus remolques [1]”

En ellas se regula la inspección ITV que ha de llevarse a cabo en Europa. Tiene especial importancia para esta tesis doctoral la Directiva 2010/48/UE [1] ya que en el apartado de frenado incluye lo siguiente:

“Se deben inspeccionar los vehículos o remolques de masa máxima autorizada (MMA) superior a 3.500 kg de acuerdo a las normas dadas por la ISO 21069 o método equivalente [1]”

Además, incluye los valores mínimos de eficacia de frenado que se deben exigir a los vehículos y que se muestran en la sección 3.2. Las normas ISO 21069 [2] referidas por la Directiva 2010/48/UE [1] son las siguientes:

ISO 21069-1, “Road vehicles – Test of braking systems on vehicles with a maximum authorized total mass of over 3,5 t using a roller brake tester. Part 1: Pneumatic braking system [2]”

ISO 21069-2, “Road vehicles – Test of braking systems on vehicles with a maximum authorized total mass of over 3,5 t using a roller brake tester. Part 2: Air over hydraulic and purely hydraulic braking system [3]”

En ellas se recoge los procedimientos para la inspección de frenos para vehículos en inspección ITV. La norma ISO 21069 se compone realmente de dos partes como se observa más arriba:

- ISO 21069-1 [2], destinada a vehículos que equipan sistemas de frenado neumáticos, en la cual se recogen métodos de inspección mediante la medida de presiones en el circuito neumático. Uno de los métodos de ensayo recogidos en la norma y cuyo uso está recomendado en España frente a los demás métodos recogidos en la norma es el Método de extrapolación con un punto de medida.
- ISO 21069-2 [3], destinada a vehículos que equipan sistemas de frenado hidráulicos o hidroneumáticos, en la cual se recogen métodos de inspección mediante la medida de presiones en el circuito hidráulico y cuyo uso está desaconsejado por la propia norma al conllevar riesgo para la integridad del sistema de frenos.

En España sólo se aplican los métodos propuestos por la ISO 21069-1 [2] debido a los riesgos que conlleva el uso de los métodos propuestos por la ISO 21069-2 [3]. En lo que sigue, cada vez que se mencione la norma ISO 21069 se estará haciendo referencia a la parte 1 de la misma. Se desarrolla con más detalle la norma ISO 21069 en la sección 3.3.

Por otro lado, debido al corto plazo entre la publicación de la Directiva 2010/48/UE [1] y su fecha de entrada en vigor, en España se elaboró un Plan Director que permitía la implantación gradual de dicha Directiva para tratar de reducir las molestias y perjuicios causados tanto a los transportistas como a las estaciones ITV.

Este Plan Director se describe con más detalle en la sección 3.1.10.

Recientemente ha entrado en vigor la siguiente norma que actualiza la Directiva 2010/48/UE [1]:

2014/45/UE, “*Directiva 2014/45/UE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 3 de abril de 2014, relativa a las inspecciones técnicas periódicas de los vehículos de motor y de sus remolques, y por la que se deroga la Directiva 2009/40/CE* [12]”

3.1.5 Directiva 2014/45/UE [12]

Además, de cara a trabajos futuros adquiere importancia la Directiva 2014/45/UE [12] es la actualización de la Directiva 2010/48/UE [1]. Esta directiva debió ser adoptada y publicada por los Estados miembros de la UE, como muy tarde el 20 de mayo de 2017. Se permitió aplicar las disposiciones de esta Directiva como máximo a partir del 20 de mayo de 2018.

2014/45/UE, “*Directiva 2014/45/UE relativa a las inspecciones técnicas periódicas de los vehículos de motor y de sus remolques, y por la que se deroga la Directiva 2009/40/CE* [12]”

3.1.6 Manual de Procedimiento de Inspección de las estaciones ITV. Defectología.

Para la realización de las inspecciones ITV en España el Ministerio de Industria publica el Manual de Procedimiento de Inspección de las estaciones ITV. Actualmente se utiliza el Manual en Revisión 7ª (7.3.2 septiembre de 2018) [5] y se está en trámite de audiencia para emitir la Revisión 8ª. De cara a esta tesis doctoral son de importancia las revisiones 6ª y 7ª de este Manual.

MPIEITV Rev. 6ª, “*Manual de Procedimiento de Inspección de las estaciones ITV, Revisión 6ª* [32]”

MPIEITV Rev. 7ª, “*Manual de Procedimiento de Inspección de las estaciones ITV, Revisión 7ª* [5]”

MPIEITV Rev. 8ª, “*Manual de Procedimiento de Inspección de las estaciones ITV, Revisión 8ª* [33]”

En el Manual de Procedimiento se recogen los métodos, criterios de evaluación y reglamentación de referencia. Está compuesto por 6 secciones dependiendo de la categoría del vehículo inspeccionado y de tipo de inspección realizada.

Las 6 secciones presentes en el Manual de Procedimiento Revisión 7ª [5] son:

- “Sección I: Inspecciones categorías M, N, O”

- “Sección II: vehículos de dos ruedas, tres ruedas, cuadriciclos y Quads”
- “Sección III: Inspecciones de vehículos agrícolas”
- “Sección IV: Inspecciones de vehículos de obras y servicios”
- “Sección V: Inspecciones no periódicas”
- “Sección VI: Inspecciones de vehículos de trenes turísticos”

Cada Sección se divide en varios capítulos (relativos al sistema del vehículo que se inspecciona) y estos a su vez se dividen en apartados que corresponden con puntos a inspeccionar dentro del sistema inspeccionado. A modo de ejemplo se muestra a continuación los capítulos de la Sección I presentes en el Manual de procedimiento y los apartados del sistema de frenado de esta Sección, al ser este el sistema el que fundamenta esta Tesis (Sección I, Capítulo 6, apartado 6.1).

SECCIÓN I: VEHICULOS DE CATEGORIAS M, N y O

6. Frenos

6.1 Freno de servicio

6.2 Freno secundario (de socorro)

6.3 Freno de estacionamiento

6.4 Freno de inercia

6.5 Dispositivo antibloqueo

6.6 Dispositivo de desaceleración

6.7 Pedal del dispositivo de frenado

6.8 Bomba de vacío o compresor y depósitos

6.9 Indicador de baja presión

6.10 Válvula de regulación del freno de mano

6.11 Válvulas de frenado

6.12 Acumulador o depósito de presión

6.13 Acoplamiento de los frenos de remolque

6.14 Servofreno Cilindro de mando (sistemas hidráulicos)

6.15 Tubos rígidos

6.16 Tubos flexibles

6.17 Forros

6.18 Tambores y discos

6.19 Cables, varillas, palancas, conexiones

6.20 Cilindros del sistema de frenado

6.21 Válvula sensora de carga

6.22 Ajustadores de tensión automáticos

El Manual de Procedimiento indica en su preámbulo que a la inspección “*debe ser relativamente simple, rápida y barata* [8]”, tomando esta filosofía del considerando (4) de la Directiva 2009/40/CE.

Además, el Manual de Procedimiento también recoge los principios que debe seguir la inspección ITV y que son los siguientes [5]:

1. “*La inspección técnica de los vehículos tiene por objeto comprobar si los mismos cumplen las condiciones técnicas exigidas para su circulación por las vías públicas.* [5]”

2. *“Durante la inspección técnica del vehículo se deberá proceder a su identificación, comprobando que su marca, modelo, número de bastidor y matrícula coinciden con los señalados en los documentos oficiales, debiendo además verificarse que la utilización del vehículo es concordante con su categoría, clasificación y, en su caso, contraseña de homologación, prevaleciendo siempre los criterios deducibles de su categoría, que en definitiva son el referente que dio lugar a su homologación. [5]”*

3. *“Las comprobaciones durante el proceso de inspección deben ser lo más simples, directas y posibles. [5]”*

4. *“Durante el proceso de inspección no se efectuará desmontaje alguno de los elementos y piezas del vehículo. [5]”*

5. *“Los equipos y herramientas que se utilicen en la inspección serán los necesarios para la comprobación del sistema del vehículo de que se trate. El reconocimiento de las condiciones técnicas de las instalaciones que constituyen las estaciones de inspección técnica de vehículos, es competencia de la Comunidad Autónoma correspondiente, siendo ésta, por tanto, la que en cada caso fija los equipos de que debe estar dotada una estación, mediante los procedimientos previstos en la legislación vigente. [5]”*

6. *“La inspección técnica del vehículo deberá poder realizarse en un tiempo limitado. [5]”*

7. *“La inspección de un elemento, órgano o sistema no presupone que tenga que ser realizada por completo o en una sola operación parcial. [5]”*

8. *“En los casos en que sea necesario, la actuación para la comprobación de ciertos elementos, órganos o sistemas, será realizada directamente por personal técnico de la estación ITV en sustitución del conductor. [5]”*

9. *“En el caso de vehículos M1, en la inspección técnica se aceptará cualquier configuración de asientos incluida en la homologación del vehículo. [5]”*

10. *“El vehículo no se someterá a inspección cuando se considere que su estado o el de su carga no es el adecuado para ser sometido a la misma de forma correcta, suponga riesgo o molestias importantes para los trabajadores o usuarios de la estación, o exista peligro de que el proceso de inspección lo pueda dañar. [5]”*

11. *“Los métodos que se describen y la consecuente interpretación de los defectos se realizará teniendo en cuenta las prescripciones técnicas y las fechas de entrada en vigor contenidas en la reglamentación de referencia, de manera que los requisitos de inspección nunca sean más exigentes que los aplicados en la primera matriculación del vehículo, salvo para aquellos supuestos que estén reglamentariamente establecidos. [5]”*

El Manual de Procedimiento de Inspección de las estaciones ITV [5] clasifica, conforme a lo dispuesto en el Real Decreto 920/2017 [23] y en el Manual de Procedimiento de Inspección [5], los defectos encontrados en los vehículos de la siguiente forma:

- *“DL: Defectos leves. [5]”*
- *“DG: Defectos graves. [5]”*
- *“DMG: Defectos muy graves. [5]”*

1. *“Defectos leves (DL): [5]”*

“Defectos que no tienen un efecto significativo en la seguridad del vehículo o protección del medio ambiente y con los que el vehículo puede circular temporalmente. [5]”

“Vienen señalados en la primera columna de las tablas de calificación y son defectos que deberán repararse lo antes posible. No exigen una nueva inspección para comprobar que han sido subsanados, salvo que el vehículo tenga que volver a ser inspeccionado por haber sido calificada la inspección como desfavorable o negativa. [5]”

2. *“Defectos graves (DG): [5]”*

“Defectos que disminuyen las condiciones de seguridad del vehículo, ponen en riesgo a otros usuarios de las vías públicas o a la protección del medio ambiente. [5]”

“Vienen señalados en la segunda columna de las tablas de calificación y son defectos que inhabilitan al vehículo para circular por las vías públicas excepto para su traslado al taller, o en su caso, para la regularización de su situación y vuelta a la Estación ITV para nueva inspección en un plazo no superior a dos meses, procediéndose conforme al art.11 punto 2 del Real Decreto 2042/94. La inspección técnica será calificada como desfavorable. [5]”

3. *“Defectos muy graves (DMG): [5]”*

“Defectos que constituyen un riesgo directo e inmediato para la seguridad vial. [5]”

“Vienen señalados en la tercera columna de las tablas de calificación. Si en una inspección técnica desfavorable el vehículo acusara defectos de tal naturaleza que la utilización del vehículo constituyese un peligro para sus ocupantes o para los demás usuarios de la vía pública, la estación ITV calificará el defecto como muy grave (DMG), y la inspección como negativa. En este supuesto, el eventual traslado del vehículo desde la estación hasta su destino se realizará por medios ajenos al propio vehículo. Una vez subsanados los defectos, se deberá presentar el vehículo a inspección en un plazo no superior a dos meses, procediéndose conforme al art. 11 puntos 2 y 3 del Real Decreto 2042/94. [5]”

Para la realización de la inspección del sistema de frenado de servicio el Manual de Procedimiento de Inspección en Estaciones ITV obliga a revisar el rendimiento del mismo midiendo el desequilibrio, la ovalidad y la eficacia del mismo. Además de revisar otros puntos importantes del sistema de frenado visualmente o mediante métodos mecanizados (p. ej. revisión de que todas las ruedas frenan, testigos del cuadro de instrumentos, fugas, etc.). A continuación, se muestra la tabla de defectos recogida en la revisión 7ª del Manual de Procedimiento de Inspección de las Estaciones ITV [5]:

Tabla 4: Clasificación de los defectos del freno de servicio según el Manual de Procedimiento de Inspección de las Estaciones ITV, Revisión 7ª. [5]

	Calificación		
	DL	DG	DMG
1.- Frenado inoperante en una o más ruedas		X	(X)
2.- Desequilibrio de las fuerzas de frenado entre las ruedas de un mismo eje, superior al 30%		X	(X)
3.- Desequilibrio de las fuerzas de frenado entre las ruedas de un mismo eje, superior al 20% e inferior al 30%	X		
4.- Progresión no gradual del freno (agarre)		X	(X)
5.- Retraso anormal en el funcionamiento de los frenos en cualquiera de las ruedas		X	
6.- Fluctuación superior al 55% de las fuerzas de frenado de una rueda		X	
7.- Fluctuación superior al 30% e inferior al 55% de las fuerzas de frenado de una rueda	X		
8.- Existencia de fuerzas de frenado en ausencia de acción sobre el mando del freno		X	
16.- El vehículo no alcanza la eficacia requerida		X	
20.- Elementos del sistema de frenado de servicio no incluidos en otros apartados, dañados, corroídos, con fugas o riesgo de desprendimiento		X	
21.- El indicador de averías del EBS no funciona adecuadamente		X	
22.- El indicador de averías del EBS indica avería		X	
23.- En su caso, conexiones de prueba dañadas de manera que no se puedan		X	
24.- Conexiones de prueba con fugas		X	
25.- El vehículo no alcanza la mitad de la eficacia mínima requerida para el freno de servicio			X
26.- Condiciones inadecuadas para el ensayo		X	

3.1.7 Real Decreto 920/2017 [23]. Instalación y funcionamiento de estaciones ITV

El Real Decreto 920/2017 [23] recoge los requisitos que deben cumplir las estaciones ITV para poder operar como estación ITV, así como de las obligaciones e incompatibilidades de los socios, directivos y personal que trabaje en ellas.

Real Decreto 920/2017, “*Real Decreto 920/2017 por el que se regula la inspección técnica de vehículos.* [23]”

3.1.8 Real Decreto 711/2006 [34]. Periodicidad inspecciones ITV

La periodicidad de las inspecciones ITV en España está regulada por el Real Decreto 711/2006 [34].

Real Decreto 711/2006, “*Real Decreto 711/2006, por el que se modifican determinados reales decretos relativos a la inspección técnica de vehículos (ITV) y a la homologación de vehículos, sus partes y piezas, y se modifica, asimismo, el Reglamento General de Vehículos, aprobado por Real Decreto 2822/1998, de 23 de diciembre* [34]”

La periodicidad de la inspección ITV para vehículos de categoría M, N y O de interés para esta tesis doctoral es la siguiente de acuerdo al Real Decreto 711/2006 [34]:

- *“Vehículos de uso privado dedicados al transporte de personas, excluidas motocicletas, vehículos de tres ruedas, cuadriciclos, quads, ciclomotores de tres ruedas y cuadriciclos ligeros y ciclomotores de dos ruedas, con capacidad hasta nueve plazas, incluido el conductor, autocaravanas y vehículos vivienda.*
 Antigüedad:
 - *Hasta cuatro años: exento.*
 - *De más de cuatro años: bienal.*
 - *De más de diez años: anual.*
- *Ambulancias y vehículos de servicio público dedicados al transporte de personas, incluido el transporte escolar, con o sin aparato taxímetro, con capacidad de hasta nueve plazas, incluido el conductor.*
 Antigüedad:
 - *Hasta cinco años: anual.*
 - *De más de cinco años: Semestral.*
- *Vehículos de servicio de alquiler con o sin conductor y de escuela de conductores, dedicados al transporte de personas con capacidad de hasta nueve plazas, incluido el conductor, incluyendo las motocicletas, vehículos de tres ruedas, cuadriciclos, quads, ciclomotores y cuadriciclos ligeros.*
 Antigüedad:
 - *Hasta dos años: exento.*
 - *De dos a cinco años: anual.*
 - *De más de cinco años: semestral.*
- *Vehículos dedicados al transporte de personas, incluido el transporte escolar y de menores, con capacidad para diez o más plazas, incluido el conductor.*
 Antigüedad:
 - *Hasta cinco años: anual.*
 - *De más de cinco años: semestral.*
- *Vehículos y conjuntos de vehículos dedicados al transporte de mercancías o cosas, de MMA $\leq 3,5$ Tm (masa máxima autorizada menor o igual a 3,5 Tm).*
 Antigüedad:
 - *Hasta dos años: exento.*
 - *De dos a seis años: bienal.*
 - *De seis a diez años: anual.*
 - *De más de diez años: semestral.*
- *Vehículos dedicados al transporte de mercancías cosas, de MMA $> 3,5$ Tm.*
 Antigüedad:
 - *Hasta diez años: anual.*
 - *De más de diez años: semestral.*
- *Caravanas remolcadas de MMA > 750 kg.*
 Antigüedad:
 - *Hasta seis años: exento.*
 - *De más de seis años: bienal.”* [34]

3.1.9 Real Decreto 2822/1998 [35]. Reglamento General de Vehículos

Además, los vehículos para poder circular por territorio español deben cumplir los requisitos que establece el Reglamento General de Vehículos (Real Decreto 2822/1998 [35]).

Real Decreto 2822/1998, “*Real Decreto 2822/1998 por el que se aprueba el Reglamento General de Vehículos [35]*”

A continuación, se explica con más detalle el Plan Director llevado a cabo en España para la aplicación de la Directiva 2010/48/UE [1], y parámetros del sistema de frenado que se miden en inspección y que son básicos para esta tesis doctoral como son la eficacia de frenado y el desequilibrio. Posteriormente, se explica el contenido de la norma ISO 21069 [2], y modos de inspección alternativos basados en simulación de carga.

3.1.10 Plan director para la aplicación de la Directiva 2010/48/UE [1] en España

Debido al corto espacio de tiempo transcurrido entre la publicación de la Directiva 2010/48/UE [1] y su fecha límite de entrada en vigor, se elaboró en España un Plan Director que permitía implantar de forma gradual las nuevas prescripciones de medición de eficacia, evitando así perjuicios y molestias a los transportistas sin comprometer la seguridad de los vehículos.

Los plazos marcados por el Plan Director, fueron los siguientes:

- Vehículos en los que $3,5\text{ t} < \text{MMA} \leq 5\text{ t}$ se aplicó la Revisión 7ª del Manual de Procedimiento de Inspección de las estaciones ITV [5] a partir del 1 de enero del 2012.
- Vehículos en los que $5\text{ t} < \text{MMA} \leq 10\text{ t}$ se aplicó la Revisión 7ª del Manual de Procedimiento de Inspección de las estaciones ITV [5] a partir del 1 de julio del 2012. Hasta esa fecha se seguía aplicando la Revisión 6ª.
- Vehículos en los que $\text{MMA} > 10\text{ t}$ se aplicó la Revisión 7ª del Manual de Procedimiento de Inspección de las estaciones ITV [5] a partir del 1 de julio del 2013. Hasta esa fecha se seguía aplicando la revisión 6ª.

Además, debido al citado cambio normativo, las estaciones de ITV se vieron obligadas a adquirir frenómetros con medición de presión en los circuitos neumáticos para así poder llevar a cabo el método de extrapolación explicado en la sección 3.3.3. Esto se debe a que el diseño de estos nuevos frenómetros es muy diferente respecto a los anteriores, siendo imposible la transformación de los frenómetros antiguos. Esto conllevó un coste tanto en dinero como en tiempo para las estaciones de ITV. Dicho coste en tiempo, que incluye el tiempo de contratación, fabricación e instalación, justificó aún más la necesidad de implantar el Plan Director.

En la tabla 3 se recoge el número de frenómetros de rodillos existentes en mayo del 2010 en territorio español, con capacidad de realizar la inspección de ITV

conforme a lo dispuesto en la Revisión 7ª del Manual de Procedimiento de Inspección de las Estaciones ITV [5] y la previsión de su aumento en el tiempo.

Tabla 5: Parque de frenómetros de rodillos en mayo de 2010 y previsto, capaces de aplicar la Directiva 2010/48/UE [1].

CC.AA.	PARQUE MAYO 2010	PARQUE ESTIMADO A 01/10/2012	PARQUE ESTIMADO A 01/07/2013
Andalucía	8	18	36
Aragón	1	2	6
Asturias	2	6	10
Islas Baleares	0	2	7
Canarias	0	2	5
Cantabria	1	1	5
Castilla y León	1	2	Pendiente
Castilla-La Mancha	0	6	18
Cataluña	3	4	Pendiente
C. Valenciana	2	2	25
Extremadura	0	1	2
Galicia	0	1	5
C. Madrid	N.D.	N.D.	N.D.
R. de Murcia	N.D.	N.D.	N.D.
C.F. Navarra	0	0	0
País Vasco	0	0	Pendiente
La Rioja	1	1	3
Ceuta	0	0	0
Melilla	0	0	0
TOTAL	20	49	123

A continuación, se analizará el método de medida de eficacia de frenado establecido en la Revisión 6ª del Manual de Procedimiento de Inspección de las Estaciones ITV [32], las modificaciones introducidas en la Revisión 7ª del citado Manual [5] y los métodos de medición de la eficacia de frenado en banco de rodillos que recoge la norma ISO 21069 [2].

3.2. Eficacia de frenado y desequilibrio de frenado

La eficacia de frenado se define según la Directiva 96/96/CE [36] y sucesivas actualizaciones de actos reglamentarios de frenado (Ver sección 3.1.3) según se muestra en la Ec. (3.1) para vehículos a motor o según la Ec. (3.2) si se trata de semirremolques:

$$E(\%) = \frac{\Sigma F_f}{MMA \cdot g} \cdot 100 \quad (3.1)$$

$$E(\%) = \frac{\Sigma F_f}{\Sigma MMA_{eje} \cdot g} \cdot 100 \quad (3.2)$$

donde

$E(\%)$ = Representa el valor de la eficacia de frenado en tanto por ciento,

ΣF_f = Representa el sumatorio de las lecturas del frenómetro en cada eje en N,
 MMA = Representa la Masa Máxima Autorizada del vehículo en kg,
 ΣMMA_{eje} = Representa el sumatorio de las Masas Máximas Autorizadas en cada eje del semirremolque en kg,
 g = Representa la aceleración de la gravedad (9,81 m/s²).

Este dato se considera representativo del estado del sistema de frenado.

La Directiva 2010/48/UE [1] modifica el Anexo II de la Directiva 2009/40/CE de 6 de mayo de 2009 [8] estableciendo lo siguiente:

- “Se deben inspeccionar los vehículos o remolques de masa máxima autorizada (MMA) superior a 3.500 kg de acuerdo a las normas dadas por la ISO 21069 [2] o método equivalente. [1]”
- En lo relativo a los valores mínimos de las eficacias de frenado medidas en la inspección, la Directiva 2010/48/UE [1] establece los siguientes:

Tabla 6: Eficacias de frenado mínimas marcadas por la Directiva 2010/48/UE [1].

Vehículos matriculados antes del 1 de enero del 2012		Vehículos matriculados después del 1 de enero del 2012	
Categoría N1	45%	Categoría N1:	50%
Categoría M1	50% ⁽²⁾	Categoría M1:	58%
Categorías M2 y M3	50% ⁽²⁾	Categorías M2 y M3:	50%
Categorías N2 y N3	43% ⁽³⁾	Categorías N2 y N3:	50%
Categorías O2 (XX)(2), O3 ^(c) y O4	40% ⁽⁴⁾	Categorías (XX) ^(c) O3 y O4:	
		semirremolques:	45%
		remolques con barra:	50%

⁽²⁾ 48 % para vehículos no equipados con ABS u homologados antes del 1 de octubre de 1991.

⁽³⁾ 45 % para vehículos matriculados después de 1988 o con posterioridad a la fecha especificada en los requisitos (de ambas fechas, la que sea posterior).

⁽⁴⁾ 43 % para semirremolques y remolques con barra de tracción matriculados después de 1988 o a partir de la fecha en los requisitos (de ambas fechas, la que sea posterior).

^(c) (XX) Esta causa de rechazo solamente se aplica si las pruebas son requeridas por la legislación nacional. [1]”

Además, la misma Directiva marca como fecha límite para su entrada en vigor, el 1 de enero del 2012, fecha en la cual entró en vigor en España.

Sin embargo, en España las exigencias relativas a la eficacia de frenado para los vehículos matriculados antes del 1 de enero de 2012 son superiores a las marcadas por la Directiva 2010/48/UE [1], según se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 7: Eficacias de frenado mínimas exigidas en inspección ITV en España.

Vehículos matriculados antes del 1 de enero del 2012		Vehículos matriculados después del 1 de enero del 2012	
Categoría N1	50%	Categoría N1:	50%
Categoría M1	50%	Categoría M1:	58%
Categorías M2 y M3	50%	Categorías M2 y M3:	50%
Categorías N2 y N3	45%	Categorías N2 y N3:	50%
Categorías O3 y O4	43%	Categorías O3 y O4:	
		semirremolques:	45%
		remolques con barra:	50%

Por otro lado, según se explica en la sección 2.1.1.1, la fuerza de frenado que puede desarrollar el vehículo está limitada por la adherencia existente entre el neumático y la calzada, o bien entre el neumático y el frenómetro de rodillos en caso de ensayo en ITV, durante el frenado.

Aplicando la ley del rozamiento, la fuerza de frenado máxima ($F_{f,max}$) que puede desarrollar el vehículo es directamente proporcional al peso al que está sometido el neumático (Q), véase Ec. (3.3):

$$\Sigma F_{f,max} = \mu \cdot Q \quad (3.3)$$

donde

$\Sigma F_{f,max}$ = Representa el sumatorio de las fuerzas de frenado máximas alcanzables en N,

μ = Representa el coeficiente de adherencia entre el neumático y el asfalto/frenómetro de rodillos,

Q = Representa el peso total del vehículo en N.

En los vehículos industriales, la fuerza de frenado máxima que puede desarrollar el vehículo se ve especialmente afectada por la carga existente en el vehículo en el momento del ensayo, siendo este un grave problema en vehículos industriales. En este tipo de vehículos la relación entre la MMA y el peso del vehículo sin carga puede llegar a ser superior a 2. [37]

3.2.1 Eficacia de frenado con el vehículo sin carga

A continuación, se considera el caso de un vehículo de 2 ejes que acude a inspección completamente descargado. Operando con la Ec. (3.1) y la Ec. (3.3) para un vehículo de 2 ejes se obtiene la Ec (3.4).

$$E(\%) = \frac{\mu \cdot Q_d + \mu \cdot Q_t}{MMA \cdot g} \cdot 100 \quad (3.4)$$

donde

Q_d = Representa el peso sobre el eje delantero en N,

Q_t = Representa el Peso sobre el eje trasero en N.

Por lo tanto,

$$E(\%) = \frac{Q}{MMA \cdot g} \cdot \mu \cdot 100 \quad (3.5)$$

donde

$Q = Q_d + Q_t$: Representa el peso total del vehículo en N.

O lo que es igual,

$$E(\%) = \frac{q \cdot g}{MMA \cdot g} \cdot \mu \cdot 100 \quad (3.6)$$

donde

q = Representa el peso total del vehículo en kg.

Considerando que el peso del vehículo es la mitad de la MMA del mismo al no llevar carga se obtiene la Ec. (3.7).

$$E(\%) = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot 100 \quad (3.7)$$

Asumiendo que el contacto neumático-frenómetro de rodillos es completamente seco y por lo tanto tomando coeficiente de adherencia de $\mu = 0,9$ se obtiene Ec. (3.8). [21]

$$E(\%) = \frac{1}{2} \cdot 0,9 \cdot 100 \quad (3.8)$$

Por lo tanto,

$$E(\%) \approx 45\% \quad (3.9)$$

Con independencia del estado de mantenimiento del vehículo, especialmente a lo relativo al sistema de frenado, el límite físico máximo de eficacia de frenado alcanzable por un vehículo ensayado en las condiciones mostradas anteriormente es de un 45%. Por lo tanto, se está justo en el límite del rechazo y el vehículo podría ser clasificado con defecto grave o incluso defecto muy grave lo que acarrea la inmovilización total del vehículo y su traslado a taller para reparación del sistema de frenos.

Es decir, debido a la ausencia de carga, es físicamente imposible obtener resultados de inspección que no conlleven el repetir la inspección con más carga independientemente del estado del sistema de frenos (falsos rechazos) incluso inspeccionando vehículos nuevos.

3.2.2 Eficacia de frenado con el vehículo a plena carga

A continuación, se considera el caso de un vehículo de 2 ejes que acude a inspección completamente cargado, es decir, la relación entre el peso del vehículo y su MMA es 1. Operando con la Ec. (3.5) se obtiene lo siguiente:

$$E(\%) = \frac{1}{1} \cdot 0,9 \cdot 100 \quad (3.10)$$

Por lo tanto,

$$E(\%) \approx 90\% \quad (3.11)$$

Siendo el vehículo inspeccionado completamente cargado, el límite físico de eficacia de frenado obtenido es superior al mínimo del 45% exigido por la Directiva 96/96/CE [36] actualizada por la Directiva 2010/48/UE [1] y la Directiva 2014/45/UE [12] para vehículos de categorías N2 y N3 y superior al mínimo del 50% exigido para vehículos de categorías M2 y M3. Es decir, físicamente sí sería posible que el vehículo a plena carga alcanzara un valor de eficacia superior al exigido según normativa en condiciones ideales de adherencia y funcionamiento del sistema de frenos.

No obstante, se ha comprobado en las inspecciones en ITV que valores de eficacia superiores al 70% son muy difíciles de alcanzar debido al gran número de factores que influyen en el resultado de eficacia sobre el frenómetro de rodillos. De acuerdo al trabajo de Carolina Senabre Blanes et al. [38], la rugosidad del rodillo influye en las medidas de frenos en la ITV y puede producir una reducción en la medida de freno en ITV de hasta un 35%. Igualmente se ha comprobado en el mencionado trabajo como la presión del neumático, la distancia entre rodillos, marca, modelo, tipo y desgaste del neumático, peso sobre el neumático y geometría de la suspensión puede variar la eficacia de frenado.

Por lo anterior, es manifiesta la fuerte dependencia entre el nivel de carga del vehículo durante la inspección y el resultado de eficacia de frenado obtenido. Cabe la posibilidad de que vehículos cuyo sistema de frenado estuviera en perfecto estado de funcionamiento, obtuvieran como resultado del ensayo un defecto grave o muy grave al acudir a inspección descargados según se muestra en la Figura 10. [39]

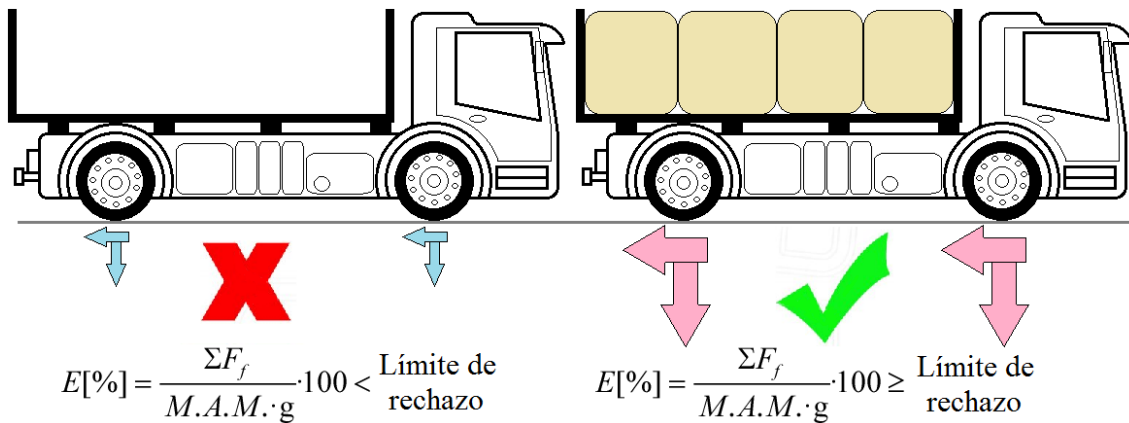


Figura 10: Dependencia de la eficacia de frenado del sistema de frenos con el estado de carga durante la inspección.

Cuanto mayor es la diferencia entre el peso del vehículo sin carga y la MMA del vehículo, más significativa es la problemática que se acaba de describir. Los vehículos industriales de gran tonelaje son aquellos que presentan una mayor diferencia entre estos valores, especialmente los tractocamiones y los vehículos de 3 y 4 ejes.

La solución que se alcanzó antes de la publicación de la revisión 7ª del Manual de Procedimiento de Inspección de las Estaciones ITV [5] para reducir el número de ensayos fallidos en España tratando de eliminar la dependencia del estado de carga, fue sustituir el valor de MMA del denominador de la ecuación de la eficacia de frenado, Ec. (3.1), por la carga real del vehículo en el momento del ensayo. Referenciando la eficacia de frenado a la masa del vehículo en el momento de la inspección se evitan rechazos, pero no ensaya el vehículo en condiciones de máxima exigencia para el sistema de frenado, esto es, cuando el vehículo circula a máxima carga. Además, esta solución requiere de la medición del peso por eje en cada vehículo industrial.

3.2.3 Desequilibrio de frenado

El desequilibrio de frenado es otro de los parámetros representativos del funcionamiento del sistema de frenado y también se mide durante la inspección ITV. El desequilibrio se representa la diferencia de fuerzas de frenado entre ruedas de un mismo eje. Un alto desequilibrio conlleva que durante la frenada un lado del vehículo genere más fuerza de frenado que el otro lado, generando por tanto un momento de guiñada que hace que el vehículo “gire” hacia el lado en el que se realiza más fuerza de frenado.

Por ello, es necesario el cálculo del desequilibrio a partir la medida de las fuerzas de frenado en cada rueda. Este cálculo en ITV se obtiene como porcentaje utilizando la Ec. (3.12) con los valores de fuerza de frenado utilizado para el cálculo de la eficacia.

$$D(\%) = \frac{100 \cdot (F_{dcha} - F_{izq})}{F_{dcha}} \quad (3.12)$$

donde

$D(\%)$ = Representa el valor del desequilibrio de frenado en tanto por ciento,
 F_{dcha} = Representa el valor máximo de la fuerza de frenado de la rueda derecha de un eje, siendo F_{dcha} la mayor de ambas,
 F_{izq} = Representa el valor máximo de la fuerza de frenado de la rueda izquierda de un eje.

Como resultado de la inspección ITV, solo se considera el desequilibrio máximo obtenido en el momento de la máxima frenada.

Además, solo se mide el desequilibrio para vehículos ligeros en los que la fuerza de frenado sea superior a 600 N o superior a 2400N en vehículos pesados. Esto se debe a que se considera que, si el sistema de frenado no es capaz de superar estas fuerzas, el momento de guiñada que producirá en el vehículo no repercutirá de manera significativa en la estabilidad durante la frenada.

Por otro lado, en ITV también se mide la fluctuación de las fuerzas de frenado en cada rueda manteniendo una fuerza constante sobre el pedal del freno. Este parámetro no será explicado al no ser importante para esta tesis doctoral.

3.3. Norma ISO 21069 [2]

Periódicamente CITA (En inglés, *International Motor Vehicle Inspection Committee*) [6] publica recomendaciones con el objetivo de mejorar los procedimientos de inspección adaptándose al progreso técnico. En lo relativo a esta tesis, CITA publicó en su recomendación N.º 8 de mayo de 2005 el procedimiento de ensayo de los vehículos pesados en el cual se debían medir las máximas fuerzas de frenado, las cuales se obtienen con el vehículo a plena carga, aplicando cargas “artificiales” o bien mediante métodos de extrapolación [7].

En la redacción de la Directiva 2010/48/UE [1] se tuvo en cuenta esta recomendación de la CITA destinada a mejorar la seguridad del tráfico rodado internacionalmente.

La norma ISO 21069, cuya utilización u otro método equivalente es obligatorio para la medición de la eficacia de frenado según el punto 1.2.2, apartado 4 del Anexo II de la Directiva 2010/48/UE [1], en realidad se compone de dos partes:

- ISO 21069-1 [2]: Recoge el procedimiento de inspección y el cálculo necesario para realizar la prueba de medición de eficacia de frenado sobre frenómetro de rodillos a vehículos de más de 3,5 toneladas de MMA con sistema de frenado totalmente neumático.
- ISO 21069-2 [3]: Recoge el procedimiento de inspección y el cálculo necesario para realizar la prueba de medición de eficacia de frenado sobre frenómetro de rodillos a vehículos de más de 3,5 toneladas de MMA con sistema de frenado hidroneumático o totalmente hidráulico.

Los vehículos con sistema de frenado hidroneumático o totalmente hidráulico, a los cuales se les aplica la norma ISO 21069-2 [3], son inspeccionados en carga, puesto que la medición de presiones en estos circuitos presenta mayores dificultades técnicas y además puede suponer un riesgo para la integridad del sistema de frenado, tal y como recoge la propia norma ISO 21069-2 [3].

Por lo tanto, en lo sucesivo, cuando se haga referencia a norma ISO 21069, se estará haciendo alusión a la norma ISO 21069-1.

La MMA del vehículo que se utiliza para la identificación de los vehículos a los que les aplicable la norma ISO 21069 [2], así como para el cálculo de la eficacia de frenado, es la MMA que figura en su documentación técnica.

A continuación, se exponen los cinco métodos de medición de la eficacia de frenado propuestos por la norma ISO 21069 [2].

3.3.1 Método de las fuerzas de frenado de referencia

El “Método de las fuerzas de frenado de referencia” es el método de medición más sencillo propuesto por la ISO 21069 [2] al no requerir cálculos de extrapolación tras la inspección.

Este método consiste en comparar las fuerzas de frenado medidas durante la inspección en ITV con unos valores de fuerzas de frenado de referencia. Para su aplicación, es necesario que el fabricante del vehículo proporcione, de manera tabulada o gráfica, la fuerza de frenado que es capaz de desarrollar el vehículo en todo su rango de presiones de funcionamiento del sistema de frenos, lo que equivale, a cada estado de carga.

El procedimiento de inspección consiste en la instalación de los sensores de presión en las tomas para posteriormente realizar la medición de la máxima fuerza de frenado sobre el frenómetro, llegando al bloqueo del mismo.

A continuación, utilizando los datos de referencia aportados por los fabricantes, se elige el dato de referencia con una presión inmediatamente inferior. Por último, se debe comparar la de frenado fuerza correspondiente a este punto de referencia con la fuerza de frenado obtenida sobre el frenómetro. Esta fuerza obtenida sobre el frenómetro debe estar dentro de un intervalo próximo a la fuerza de referencia. En países como Eslovaquia [40], en los cuales este método está en uso, el rango admisible de la fuerza de frenado obtenida sobre el frenómetro es el que aparece en la Ec. (3.13) y en la Figura 11.

$$\Sigma F_f \geq 0,95 \cdot F_{ref} \quad (3.13)$$

donde

F_{ref} = Fuerza de frenado de referencia aportada por el fabricante en N.

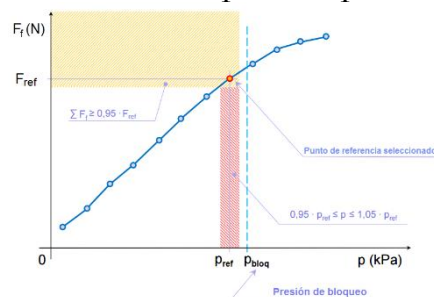


Figura 11: Procedimiento de cálculo de las fuerzas de frenado mediante el método de fuerzas de frenado de referencia ISO 21069 [2] en Eslovaquia. [40]

Sin embargo, en la mayoría de los casos esta información no está disponible por lo que este método de inspección deja de ser aplicable de manera generalizada. Según Marián Rybiánský [40] en Eslovaquia solo se dispone de este tipo información de las marcas Mercedes-Benz, SOR, Scania, Tatra y Renault Trucks. En España actualmente este método no se utiliza en el sector ITV.

3.3.2 Método de medida en carga

El segundo método propuesto por la norma ISO 21069 [2] es la medición de las fuerzas de frenado con el vehículo en carga. Las fuerzas de frenado se obtienen directamente de la medición de las fuerzas de frenado sobre el frenómetro de rodillos con el vehículo parcial o totalmente cargado.

Según la Revisión 7ª del Manual de Procedimiento de Inspección en las Estaciones de ITV [5], se requiere una eficacia de frenado que permita alcanzar los valores mínimos marcados. Por lo tanto, no es necesario que el vehículo acuda a inspección a plena carga, sino con un nivel de carga que le permita superar la prueba.

Como era de esperar, la norma ISO 21069 [2] define la eficacia de frenado del mismo modo que se define en la Directiva 77/143/CEE y sucesivas actualizaciones y según se muestra en la sección 3.2 de esta tesis doctoral.



Figura 12: Ejemplo de vehículos en los cuales no es posible la inspección bajo carga de manera directa. [41]

Actualmente, el sector ITV recomienda a los vehículos que acudan a inspección con carga siempre que sea posible. En los casos en los que el vehículo acude a inspección completamente descargado o con un nivel de carga insuficiente como para alcanzar el valor mínimo de eficacia, se procede a realizar el método de extrapolación en un punto mostrado en la sección 3.3.3 u otros procedimientos de simulación de carga tales como elevar el frenómetro durante el ensayo para aumentar la fuerza de contacto entre el neumático y el rodillo, lastrado del vehículo mediante la adición de masas o aplicación de carga en el chasis desde el foso, tales métodos son mostrados en el punto 3.3.

Por otro lado, siempre se debe tener en cuenta la seguridad e higiene en el trabajo de los operarios de la Estación de ITV, así como velar por la seguridad de los usuarios de la Estación. Por ello, es inaceptable que un vehículo de mercancías peligrosas acuda cargado a inspección. Además, existen vehículos tales como los

autobuses, en los cuales el realizar a la inspección bajo carga, conlleva riesgos o cuando menos molestias, para los pasajeros del vehículo.

También se debe tener en cuenta las restricciones de parada y trayecto que puede tener el vehículo por parte de la compañía aseguradora.

3.3.3 Método de extrapolación con un punto de medida

El método de extrapolación con un punto de medida se trata de un método de extrapolación lineal que requiere una medida de la fuerza de frenado y presión en los actuadores de cada eje.

La norma requiere que, durante el ensayo de cada eje, se alcance al menos el 30% de la presión de diseño del cilindro de freno mediante el peso que recae sobre cada eje, mediante la carga adecuada del vehículo o mediante simulación de carga. Este requerimiento es importante para que la fuerza de frenado calculada sea fiable. Algunas legislaciones nacionales pueden exigir un mayor porcentaje.

Según se muestra en la Figura 13 conforme aumenta la presión en el actuador de frenado, debido al aumento de fuerza sobre el pedal de freno, aumenta la fuerza de frenado en el eje inspeccionado.

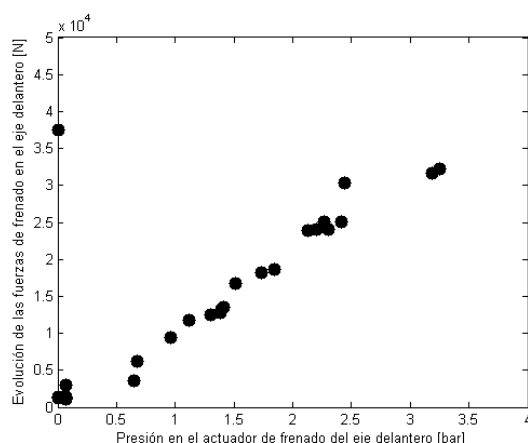


Figura 13: Evolución de la fuerza de frenado en el eje con el aumento de presión en el actuador de frenado.

La fuerza de frenado continúa aumentando hasta que se alcanza el límite de deslizamiento entre el neumático y el frenómetro de rodillos o bien hasta que el frenómetro se detiene al no aumentar más la fuerza de frenado si el vehículo no es capaz de alcanzar el valor de fuerza de frenado necesario para superar el valor de deslizamiento fijado para la detención del frenómetro.

El fundamento físico en el que se basa el método de extrapolación en un punto es la relación entre la presión neumática en el actuador de frenado y la fuerza de frenado en el eje.

Para una mayor comprensión del método de extrapolación con un punto de medida, se muestra un ejemplo de ensayo real de vehículo. En el ejemplo se desarrolla la base matemática del método de extrapolación con un punto de medida, con las consideraciones aplicadas en España antes y después de abril del 2015, fecha en la cual se modificó por parte del Ministerio de Industria y las

Comunidades Autónomas con colaboración de los fabricantes de sistema de frenado y las ITV el procedimiento para la extrapolación con el fin de mejorar los resultados obtenidos. A continuación, en la sección 3.3.3.1 muestra el procedimiento de cálculo utilizado en España antes de abril del 2015 y en la sección 3.3.3.2 se muestra el procedimiento de cálculo utilizado en España a partir de abril del 2015.

3.3.3.1 Ejemplo extrapolación con un punto de medida en España. Procedimiento utilizado antes de abril del 2015 en España:

El vehículo utilizado como ejemplo para la explicación del método de extrapolación con un punto de medida en España es el siguiente:

Tabla 8: Datos técnicos del vehículo utilizado para el ejemplo de extrapolación con un punto de medida en España.

Tractocamión de 2 ejes	
MMA total	18.000 kg
MMA eje 1º	7.500 kg
MMA eje 2º	15.000 kg
MOM	6.980 kg

Durante la medición en del eje delantero, la suma de las fuerzas de frenado generadas por ambas ruedas alcanzó un valor de 23.950 N a una presión de actuación del sistema de frenado del eje delantero de 2,125 bar. En la Figura 14 se observa la evolución de la fuerza de frenado del eje delantero del tractocamión y el punto de fuerza de frenado/presión en el actuador de freno elegido para extrapolar.

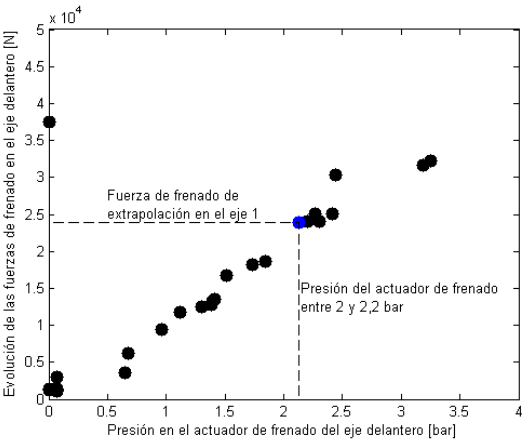


Figura 14: Fuerza de frenado para la extrapolación del eje delantero del tractocamión.

Durante la medición en del eje trasero la presión de actuación del sistema de frenado del eje trasero no superó los 2 bares según se muestra en la Figura 15. Por lo tanto, no se puede extrapolar y la fuerza total de frenado en el eje trasero que se utilizará para el cálculo de la eficacia de frenado final será la máxima fuerza de frenado alcanzada durante el ensayo, es decir, 14.080 N.

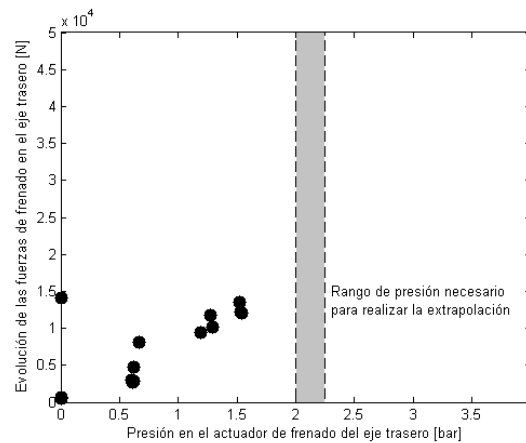


Figura 15: Fuerza de frenado para la extrapolación del eje trasero del tractocamión.

Para realizar la extrapolación con un punto del eje delantero, se utiliza un punto estandarizado a 0 N y 0,4 bar de fuerza de frenado y el punto de medido durante la inspección sobre el frenómetro que dio como resultado 23.950 N a una presión de 2,125 bar, para posteriormente extrapolar linealmente hasta los 8 bares de presión.

Representando gráficamente los dos puntos de extrapolación del eje delantero se obtiene lo que se muestra en la Figura 16:

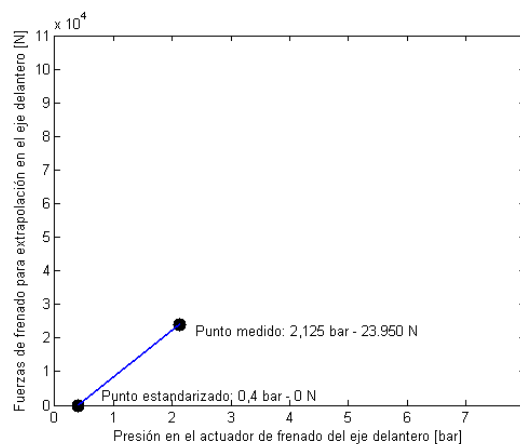


Figura 16: Puntos de extrapolación con un punto de medida.

A continuación, se realiza una extrapolación lineal hasta los 8 bares de presión. Calculando la ecuación recta $F_{fd} = m P + n$ definida por los dos puntos P_0 y P_1 :

$$P_0 : (P, F) = (0,4bar, 0N)$$

$$P_1 : (P, F) = (2,125bar, 23.950N)$$

Se obtiene la pendiente de la recta:

$$m = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{23.950 - 0}{2,125 - 0,4} \approx 13.884,058 \text{ N / bar}$$

Y la ordenada en el origen, utilizando el punto P_0 :

$$\begin{aligned} 0 &= 13.884,058 \cdot 0,4 + n \\ n &= -5.553,623 \text{ N} \end{aligned}$$

Por lo que la recta de extrapolación sería:

$$F_{fd} [N] = 13.885,058 \cdot P [\text{bar}] - 5.553,623$$

Extrapolando a 8 bares:

$$\begin{aligned} F_{fd} [N] &= 13.885,058 \cdot 8 - 5.553,623 \\ F_{fd} &= 105.518 \text{ N} \end{aligned}$$

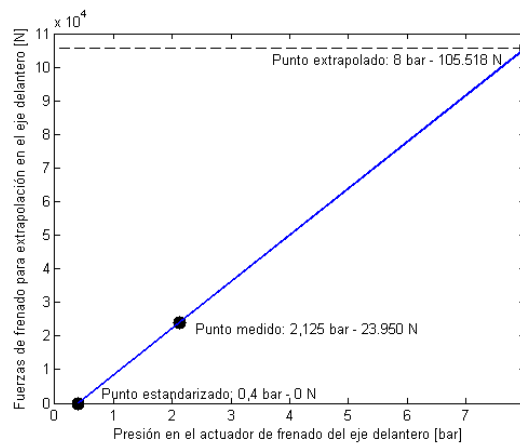


Figura 17: Recta de extrapolación con un punto de medida.

Calculando la eficacia de frenado mediante la fuerza de frenado extrapolada del eje delantero, la obtenida en medición del eje trasero y la MMA del vehículo, se obtiene:

$$E(\%) = \frac{F_{fd} + F_{ft}}{MMA \cdot g} \cdot 100 = \frac{105.527 + 14.080}{18.000 \cdot 9,8} \cdot 100 \approx 67,8\%$$

Repitiendo el cálculo, sustituyendo directamente en las ecuaciones dadas por la ISO 21069 [2], se comprueba que se obtiene el mismo resultado:

$$F_{Bd} = F_{fd} \cdot R_{pd} = F_{fd} \cdot \frac{P_{Aladd} - 0,40}{P_{Ad} - 0,40} \quad (3.14)$$

donde

F_{Bd} = Representa la fuerza de frenado extrapoladas a una presión de actuación P_{Aladd} en el eje delantero en N,

F_{fd} = Representa la fuerza de frenado en el eje delantero medida a una presión comprendida entre 2 y 2,2 bares en N,

R_{pd} = Representa la relación de aumento de la fuerza de frenado extrapolada en el eje delantero,

P_{Aladd} = Representa la presión de diseño del actuador de freno del eje delantero con el vehículo en carga en bar,

P_{Ad} = Representa la presión del actuador de freno en el eje delantero a la fuerza de frenado utilizada para extrapolar en bar.

$$F_{Bd} = 23.950 \cdot \frac{8,00 - 0,40}{2,125 - 0,40} \approx 105.518N$$

Donde se comprueba que el resultado obtenido utilizando las ecuaciones de la ISO 21069 [2] es idéntico al obtenido en el ejemplo explicativo utilizado en esta tesis doctoral.

La medición con un punto es posible, siempre que el punto de partida esté estandarizado a 0,40 bar, asumiendo este valor como fijo para todas las presiones umbrales de frenado. Las fuerzas de frenado medidas en cada eje, se extrapolarán con la máxima presión de diseño (P_{Aladi}).

La eficacia de frenado del vehículo cargado se obtiene con las siguientes ecuaciones dadas por la ISO 21069 [2], las cuales son equivalentes a las mostradas en la sección 3.2 de esta tesis doctoral:

Para vehículos automóviles:

$$z_{Mlad} = \frac{\Sigma F_{Bl}}{F_{M \max}} \quad (3.15)$$

Para vehículos remolcados:

$$z_{Rlad} = \frac{\Sigma F_{Bl}}{F_{R \max}} \quad (3.16)$$

En el caso de España, hubo un cambio en el procedimiento de realizar la extrapolación en un punto a partir de abril de 2015. A continuación, se detallan los cambios introducidos por la revisión del procedimiento.

Como se explica anteriormente, para realizar la extrapolación se tenían en cuenta las siguientes consideraciones, definidas por el Ministerio de Industria:

- Punto 1: Punto de partida estandarizado:
(F, P) = (0N, 0'40bar)
- Punto 2: Punto definido por la fuerza de frenado existente a una presión del actuador de frenado comprendida entre 2 bares y 2,2 bares.

- Se utilizaban 8 bares como presión de extrapolación en todos los vehículos.
- Si la presión del actuador de freno en algún eje no superaba los 2 bares durante la medición, no se podía extrapolar la fuerza de frenado, y la fuerza de frenado máxima en ese eje será la obtenida durante el ensayo.

3.3.3.2 Extrapolación en un punto en España después de abril del 2015

Con la aplicación del método de extrapolación en un punto en España y observando los resultados obtenidos, se observó que estos eran en muchos casos muy superiores a lo que se podría obtener físicamente, según se explica en la sección 3.2.2 de esta tesis doctoral. Es por ello que el Ministerio de Industria y las Comunidades Autónomas con colaboración de los fabricantes de sistema de frenado y las ITV se modifica el procedimiento de extrapolación intentando ajustarlo a las características de cada vehículo.

Es por ello que a partir de este momento se utilizan datos de la placa de presiones del vehículo para realizar la extrapolación siempre y cuando el vehículo equie esta placa. En caso de que el vehículo no equie esta placa de presiones, se utiliza un procedimiento muy similar al utilizado antes de abril de 2015 aunque reduciendo la presión de extrapolación y asignándole un defecto leve por no llevar esta placa. En la Figura 18 se observa un ejemplo de la placa de presiones que llevan los vehículos con sistema de frenado neumático y se remarcan los valores que se utilizan para realizar la extrapolación.

HERSTELLER
MANUFACTURER
FABRICANTE

XXXXXX

TYP
TYPE
TIPO

XXXXX

FAHRZEUG IDENT.NR.
CHASSIS NUMBER
NUMERO IDENT DE VEHICULO

Número de bastidor

BREMSBERECHNUNGS-NR.
BRAKE CALCULATION NO.
Nº CALCULO DE FRENO

POLRADZAHLEZAHLE
POLE WHEEL TEETH c-d | e-f
NUMERO DE DIENTES CORONA DENTADA

ABS-System
ABS-System
Sistema ABS

2S/2M

RSS
RSS
RSS

Einlachsmitlung
Single Type
Neumáticos simples

X

Lenkachs
Steering axle
Eje autodirrecional

Zwillingsmitlung
Twin Type
Neumáticos gemelos

Kippkritisches Fahrzeug
Critical Trailer

pm (bar)

6.5

pm (bar)

0.6

2.0

4.5

6.5

TIPO TIPOS

(mm)

(mm)

(bar)

1.0

Pz

ACHSE
AXLE
EJE

H (kg)

8

8

8

pz

1	1100	0.5	1.7	8000	4.5	0.5	1.7	3.9	5.4	1	16	61	76	456	3566
2	1100	0.5	1.7	8000	4.5	0.5	1.7	3.9	5.4	-	16 / 24	63	76	486	3516
3	1100	0.5	1.7	8000	4.5	0.5	1.7	3.9	5.4	-	16 / 24	63	76	486	3516
4	0	---	---	0	---	---	---	---	---	-	---	---	---	---	---
5	0	---	---	0	---	---	---	---	---	-	---	---	---	---	---

Valor de presión inicial después de abril del 2015

Valor de presión de extrapolación después de abril 2015

Figura 18: Placa de presiones de un semirremolque.

Para realizar la extrapolación en vehículos que no equipan placa de presiones se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- Punto 1: Punto de partida estandarizado:
 $(F, P) = (0N, 0'40bar)$

- Punto 2: Punto definido por la fuerza de frenado existente a una presión del actuador de frenado superior al mínimo entre el 30% de la presión máxima de extrapolación (valor recogido en la placa de frenado) o 2 bares.
- Se utilizan 7 bares como presión de extrapolación.
- Si la presión del actuador de freno en algún eje no supera los 2 bares durante la medición, no se puede extrapolar la fuerza de frenado, y la fuerza de frenado máxima en ese eje será la obtenida durante el ensayo.
- Se le asigna defecto leve por no tener placa de presiones.

Para realizar la extrapolación en vehículos que sí equipan placa de presiones se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- Punto 1: Punto de partida definido en la placa de presiones. En el ejemplo de la placa que se muestra en la Figura 18 este punto sería:
 $(F, P) = (0N, 0'50bar)$
- Punto 2: Punto definido por la fuerza de frenado superior al 30% de la presión máxima en el actuador. En el ejemplo de la placa que se muestra en la Figura 18 este valor sería el 30% de 5,4 bar, es decir, la fuerza de frenado que se obtiene por encima de 1,62 bares
- Se utiliza como presión de extrapolación la presión definida en la placa de presiones. En el ejemplo de la placa que se muestra en la Figura 18 este valor sería de 5,4 bar
- Si la presión del actuador de freno en algún eje no supera los 1,62 bares durante la medición, no se podía extrapolar la fuerza de frenado, y la fuerza de frenado máxima en ese eje será la obtenida durante el ensayo.

Utilizando este nuevo procedimiento aplicado a partir de abril de 2015, se reduce la eficacia de frenado obtenida en todos los vehículos, según se muestra en la

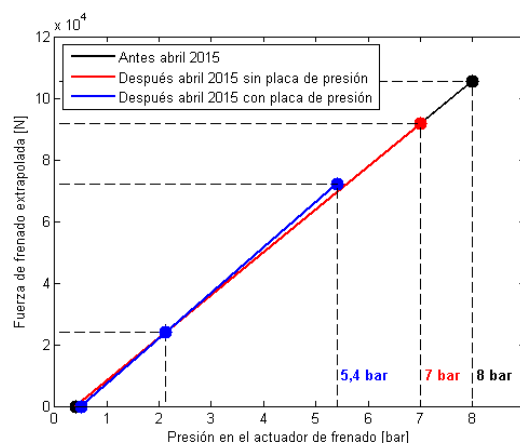


Figura 19: Eficacia de frenado obtenida utilizando el procedimiento de antes de abril de 2015 y los dos procedimientos de después de abril de 2015 en función de si tiene o no placa de presión.

3.3.3.3 Análisis del método de extrapolación en un punto

Un inconveniente de este método es que requiere utilizar frenómetros de rodillos que relacionen la presión existente en el actuador del freno con cada medición de fuerza de frenado.

Otro inconveniente de este método es la dificultad de acceso a las tomas de presión, así como el incremento del tiempo por inspección al ser necesario colocar los manómetros en las tomas de presión. En camiones nuevos o de fabricación reciente, las tomas de presión son incluidas de serie, sin embargo, los camiones con cierta antigüedad no equipan tomas normalizadas para las medidas de presiones. Además, aunque en los camiones modernos las tomas de presión están situadas en puntos cuyo acceso es directo, existen camiones en los cuales dichas tomas están situadas en puntos cuyo acceso por parte del operario de la estación ITV es laborioso.

Además, existen camiones que carecen de la placa de presiones, por lo que se están utilizando valores de presión para la extrapolación aproximados.

3.3.4 Método de extrapolación con dos puntos

Un método análogo al método de extrapolación con un punto que permite la norma ISO 21069 [2] es el método de extrapolación con dos puntos. La diferencia entre ambos es que el punto de partida no está estandarizado.

La fuerza de frenado se medirá a una presión baja del cilindro de freno, un poco por encima del punto umbral en el que se puede medir la fuerza de frenado. La segunda medición (la principal) se realizará utilizando las fuerzas de frenado más altas, con la presión del cilindro de freno correspondiente por debajo del límite de bloqueo de las ruedas.

Las ecuaciones dadas por la ISO son las siguientes:

$$F_{Bi} = F_{Hi} + R_{Fi} (P_{Aladi} - P_{AHi}) \quad (3.17)$$

$$R_{Fi} = \frac{F_{Hi} - F_{Li}}{P_{AHi} - P_{ALi}} \quad (3.18)$$

donde

F_{Bd} = Representa la fuerza de frenado extrapoladas a una presión de actuación P_{Aladd} en el eje i en N,

F_{Hi} = Representa la fuerza de frenado medida en el eje i con el actuador de freno funcionando a presión P_{AHi} en N,

F_{Li} = Fuerza de frenado medida en el eje i con el actuador de freno funcionando a presión P_{ALi} en N,

P_{AHi} = Representa la presión más alta aplicable en el actuador de freno del eje i en bar,

P_{ALi} = Representa la presión más baja aplicable en el actuador de freno del eje i en bar,

R_{Fi} = Ratio de la fuerza de frenado en el eje i .

El método de extrapolación con dos puntos no se recomienda su uso en España debido a que el método de extrapolación con un punto obtiene resultados con una mayor repetibilidad y son más representativos del estado del sistema de frenado. Además, el método de extrapolación con un punto requiere de un menor número de mediciones y, por tanto, requiere un menor tiempo de inspección.

3.3.5 Método de extrapolación con múltiples puntos

La norma ISO 21069 [2] permite también calcular la eficacia de frenado en carga mediante la extrapolación con múltiples mediciones de fuerzas de frenado y presiones del actuador utilizando métodos numéricos de mínimos cuadrados.

Este procedimiento no se utiliza en España debido al aumento de tiempo en inspección que conllevaría la necesidad de tomar múltiples datos y su posterior cálculo numérico.

3.4. Simulación de carga

El método de medida de la eficacia de frenado sin extrapolación (vehículo descargado o a carga parcial) y el de medida de la eficacia con extrapolación en un punto se puede, y en ocasiones se debe, suplementar con las siguientes u otras técnicas de simulación de carga:

- Elevación del frenómetro durante el ensayo
- Lastrado de los vehículos
- Aplicación de cargas en el chasis

A continuación, se explica el fundamento de cada técnica de simulación de carga.

3.4.1 Elevación del frenómetro durante el ensayo

La elevación de uno de los ejes es un método utilizable con vehículos de al menos tres ejes (Ver Figura 20). No supone ningún tipo de riesgo para el vehículo más allá de que el vehículo no puede ser sacado del frenómetro hasta que este ha descendido por completo y que debe controlarse la altura elevada del frenómetro para evitar contactos entre la rueda y otras partes del vehículo.

Se puede instalar sin variar la configuración actual de las estaciones ITV y proporcionan un suplemento de carga suficiente para la mayoría de los casos en los que se utiliza el método de extrapolación. Además, todos los frenómetros de rodillos utilizados actualmente para vehículos pesados incluyen esta característica.

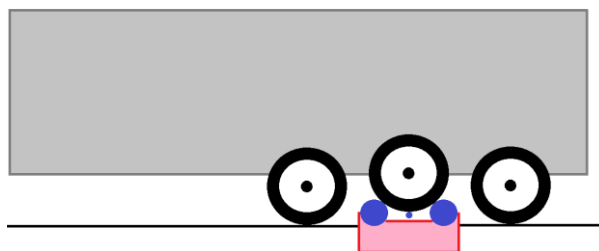


Figura 20: Simulación de carga: Elevación del frenómetro durante el ensayo.

Este método es utilizado de manera recurrente en el sector ITV de España.

3.4.2 Lastrado de los vehículos

El lastrado de los vehículos en estaciones ITV es complejo, especialmente porque supone el movimiento de masas importantes siendo necesario disponer en la estación ITV de carretillas elevadoras y/o grúas de carga según se aprecia en la Figura 21 [41]. Además, no resuelve las particularidades de gran número de vehículos como los autobuses, camiones ganaderos, pequeñas cisternas, basureiros, etc.



Figura 21: Simulación de carga: Lastrado con masas.

Este método apenas es utilizado en el sector ITV de España.

3.4.3 Aplicación de carga en el chasis

Otra alternativa al ensayo en carga, la cual se estudió y autorizó en algunas Comunidades Autónomas su uso al principio de la entrada en vigor de la Directiva 2010/48/UE [1], fue la aplicación de cargas traccionando directamente del vehículo. Para ello los vehículos deben equipar palcas de anclaje fijadas al bastidor o sobrebastidor a los cuales se enganchan los elementos de tiro [42].

En la Figura 22 se muestra un ejemplo de placa de tiro diseñada para poder soportar hasta 4000 kg de fuerza de tracción. [42]

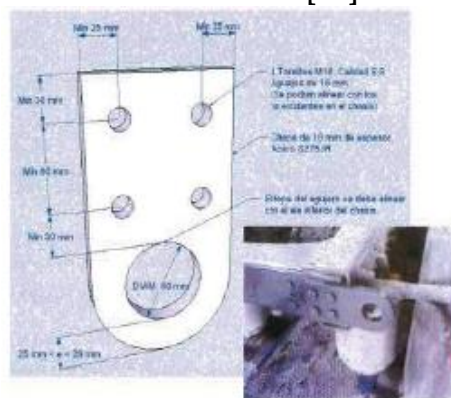


Figura 22: Placas de enganche para la aplicación de carga en el chasis. [42]

Según se muestra en la Figura 23 los vehículos deben llevar instaladas placas de tiro tan cerca como fuera posible del eje o ejes traseros.

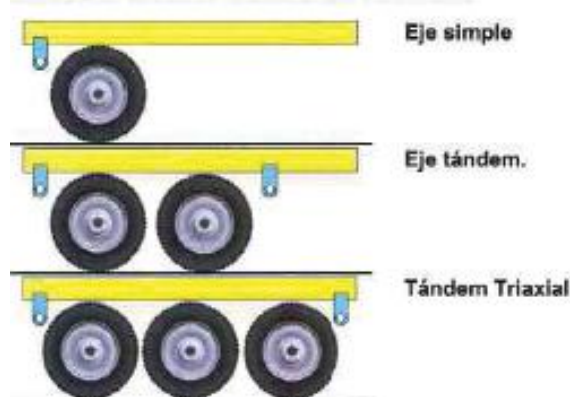


Figura 23: Posición de las placas de enganche para la aplicación de carga en el chasis. [42]

Además, en las Comunidades Autónomas que autorizaron este sistema (p. ej. Murcia) obligan a que las placas de tiro debían cumplir requisitos como los que se muestran a continuación:

- Las placas de tiro deben estar colocadas de tal manera que se puedan maniobrar con seguridad, sin pérdida de tiempo y de forma inequívoca.
- Las placas de tiro deben estar situadas de forma que su maniobra no acarree maniobras adicionales
- Las placas de tiro deben estar claramente identificadas con un color de contraste adecuado.

La aplicación de cargas en el chasis exige cambiar la configuración de las estaciones ITV. Además, hace necesario instalar frenómetros con foso y dispositivos hidráulicos de tracción del chasis según se aprecia en la Figura 24.

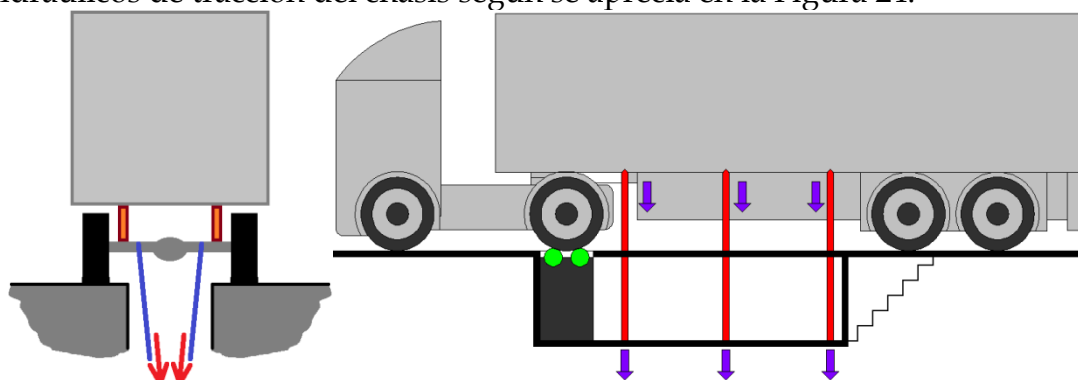


Figura 24: Simulación de carga: Aplicación de carga en el chasis desde el foso.

Otro problema aparejado a este método, es la necesidad de zonas de fijación de los dispositivos tractores calculadas y diseñadas para tal fin, ya que los esfuerzos generados al traccionar en puntos aleatorios de la estructura del vehículo podrían dañarla o deformarla de manera permanente.

Esta solución, viable si los fabricantes de vehículos hubieran equipado sus vehículos con puntos de tiro calculados específicamente para este uso, no se ha

aplicado en el sector ITV de España al no existir ni medios para ello en las estaciones ITV ni vehículos equipados con estas placas.

3.5. Ejemplos de soluciones adoptadas en otros países [37]

A continuación, se muestran brevemente las soluciones tomadas en otros países de la Unión Europea para realizar la medición de la eficacia de frenado a plena carga a partir de vehículos vacíos o parcialmente cargados.

3.5.1 Reino Unido [37]

En la Figura 25 se muestra la solución adoptada en Reino Unido para la simulación de carga durante la inspección [37]. En aquellos vehículos que acuden a inspección con carga insuficiente y sus características constructivas lo permiten, se les aplica una carga vertical utilizando una grúa.

El principal inconveniente es la necesidad de disponer de este tipo de grúas y el tener que moverlas por la estación lo cual supone aumentar el tiempo en inspección. Por otro lado, se corre el riesgo de que al retroceder el vehículo durante el frenado se dañe la carrocería del mismo o incluso se llegue a golpear la grúa.



Figura 25: Simulación de carga: Solución adoptada en Reino Unido. [37]

3.5.2 Francia [37]

Los vehículos con MMA mayor a 3500 kg se ensayan en carga, debiendo tener como mínimo un 75% de su MMA. Se realiza una medida dinámica de peso por eje.

3.5.3 Bélgica [37]

Para la medida de la eficacia de frenado de vehículos con MMA mayor a 3500 kg existen dos opciones:

- Ensayo en carga: Cálculo directo de la eficacia (sin medida de presión). El vehículo es considerado vacío si su masa es inferior a la mitad de su MMA.
- Ensayo en vacío: Evaluación de la eficacia con el método basado en los requerimientos de la directiva 96/96/CE [36] y en la 71/320/CEE [43] de frenado mediante la elevación del frenómetro o mediante aplicación de

carga artificial. La evaluación se realiza solo si las presiones de frenado son superiores de 2 bar. Se realiza una medida dinámica de peso por eje.

3.5.4 Holanda [37]

Antiguamente se utilizaban métodos de extrapolación en un punto al igual que en España. Actualmente utilizan métodos más sofisticados que requieren alcanzar una presión mínima de frenado mediante la simulación de carga (generalmente se realiza traccionando del eje) (Ver Figura 26).

La extrapolación de la eficacia de frenado es medida a la presión disponible, para ello se toma dos puntos de medición:

- Primer punto: 1 bar
- Segundo punto: Presión 0,2 bar inferior al deslizamiento, es decir, $P = P_{desliz} - 0,2$

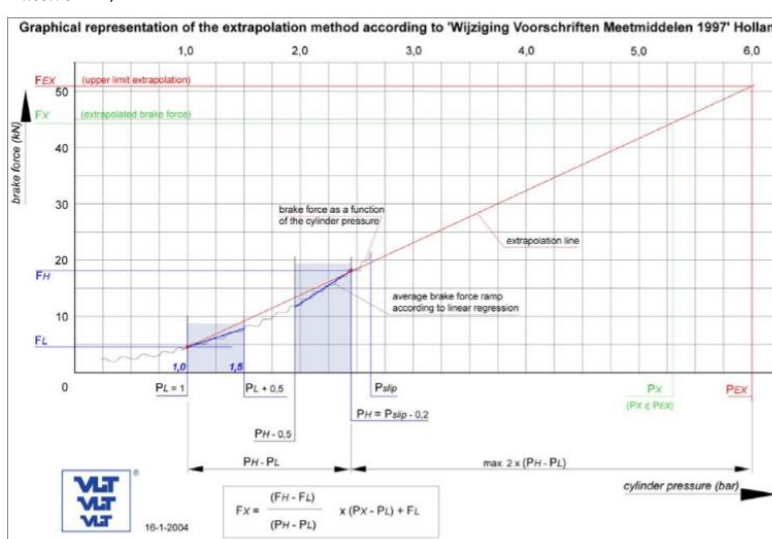


Figura 26: Extrapolación en 2 puntos: Solución adoptada en Holanda. [37]

3.5.5 Suecia [37]

Suecia es uno de los países de Europa con más experiencia en la evaluación del sistema de frenado mediante la medición de presiones.

Desde finales de 1960 se mide la presión del sistema de frenado en la toma de presión del remolque para evaluar el rendimiento del sistema de frenado mediante un método simple de extrapolación. A principios de 1970 se comenzó a medir la presión del cilindro de freno para evaluar el rendimiento del sistema de frenado. A finales de 1980 se comenzó a calcular el rendimiento de los frenos con una presión mínima en los actuadores de 0,15 MPa. A finales de 1990, la Administración Nacional de Carreteras presentó como requisito que la presión en el cilindro debe ser al menos de 0,20 MPa para la evaluación de la eficacia de frenado. Al mismo tiempo Bilprovningen (entidad responsable de las inspecciones ITV en el país) introdujo una geometría estándar y el 30% de deslizamiento para todos los probadores de rodillos de freno y sistemas de simulación de carga. Durante esa misma década, el gobierno sueco encargó a la Administración de

Carreteras de Suecia un estudio para mejorar el método utilizado en la prueba de frenos de vehículos pesados.

Bilprovningen y el Organismo Sueco de Administración Nacional de Carreteras actualizó en 2006 la regulación para las inspecciones técnicas periódicas de vehículos donde se establece que la prueba de eficacia se realizaría con los requisitos de la norma ISO 21069-1 [2]

Las fórmulas que utiliza donde se utiliza la extrapolación con 2 puntos de medida y una presión inicial de 0,3 bar (Ver Figura 27).

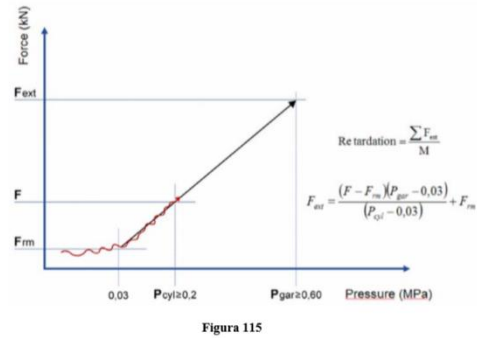


Figura 27: Extrapolación en 2 puntos: Solución adoptada en Suecia. [37]

3.5.6 Otros países del norte de Europa [37]

La mayoría de los países del norte de Europa han desarrollado sistemas de cálculo (mediante extrapolación) de la eficacia de frenado en carga midiendo el vehículo en vacío, aunque no tienen armonizadas las fórmulas, es decir, para las mismas fuerzas de frenado, presentan diferentes valores de eficacia dependiendo del país.

Tabla 9: Ecuaciones utilizadas en varios países de Europa. [37]

Extrapolación en países de Europa		
Suecia	$F_{Bd} = \frac{F \cdot P_{Aladd} \cdot R}{P_{Ad}}$	R = 1 vehículo tractor R = 1,25 semirremolque
Noruega	$F_{Bd} = \frac{F \cdot P_{Aladd} \cdot R}{P_{Ad}}$	R = 0'9 todos los vehículos
Islandia	$F_{Bd} = \frac{F \cdot (P_{Aladd} - 0,4)}{(P_{Ad} - 0,4)}$	Extrapolación en 1 punto de ISO 21069-1 [2]
Alemania	$F_{Bd} = \frac{F \cdot (P_{Aladd} - 0,4)}{(P_{Ad} - 0,4)}$	Extrapolación en 1 punto de ISO 21069-1 [2]
Suiza	$F_{Bd} = \frac{F \cdot (P_{Aladd} - 0,4)}{(P_{Ad} - 0,4)} \cdot R$	R= 0,833

donde

F_{Bd} = Representa la fuerza de frenado extrapoladas a una presión de actuación P_{Aladd} en el eje delantero en N,

F_f = Representa la fuerza de frenado en el eje en N,

P_{Aladd} = Representa la presión de diseño del actuador de freno del eje delantero con el vehículo en carga en bar,

P_{Ad} = Representa la presión del actuador de freno en el eje delantero a la fuerza de frenado utilizada para extrapolar en bar.

3.6. Parque de vehículos industriales en España

Los vehículos afectados por esta tesis doctoral representan un porcentaje importante del parque automovilístico español. De acuerdo a los datos del anuario de 2014 presentado por la Dirección General de Tráfico [44], y teniendo en cuenta los datos de camiones, furgonetas, autobuses, tractores industriales, remolques y semirremolques que en este anuario aparecen (Ver Tabla 10), el parque de vehículos industriales en España representa un 17,8% del total, de los cuales un 1,3% son remolques y semirremolques. Además, se debe tener en cuenta la importancia del correcto mantenimiento del sistema de frenado estos vehículos en la seguridad vial.

En la Tabla 10 se muestra el parque de vehículos, distribuidos por Comunidades autónomas y tipos, mientras que en la Tabla 11.

Considerando que el parque de furgonetas de está compuesto por vehículos de $MMA \leq 3.500$ kg, excepto aquellas en que la carga útil es igual o superior a 750 kg (Ver Tabla 11), el volumen de vehículos afectados por esta tesis sería de 3.259.354 unidades (2.609.108 camiones, 650.246 furgonetas, 59.799 autobuses, 186.060 tractocamiones, 413.155 remolques y semirremolques) a cierre de 2014 (12,65% del total de vehículos españoles).

Tabla 10: Parque de vehículos, distribuidos por Comunidades autónomas y tipos a cierre de 2014.

COMUNIDADES AUTÓNOMAS	CAMIONES y FURGONETAS	AUTOBUSES	TURISMOS	MOTOCICLETAS	TRACTOCA-MIONES	REMOLQUES y SEMIRREMOLQUES	OTROS VEHÍCULOS	TOTAL
Andalucía	856.203	8.358	3.736.682	558.262	30.937	65.646	78.051	5.334.139
Aragón	145.606	1.507	567.011	67.198	8.125	18.112	21.282	828.841
Principado de Asturias	88.794	1.384	493.570	50.269	3.850	9.495	12.755	660.117
Islas Baleares	131.739	2.383	652.297	113.440	1.892	6.710	8.141	916.602
Canarias	344.075	5.299	1.008.405	107.795	4.081	13.049	18.857	1.501.561
Cantabria	56.275	602	287.067	34.446	3.142	7.898	6.685	396.115
Castilla y León	270.574	3.160	1.237.841	116.073	14.728	30.871	44.874	1.718.121
Castilla-La Mancha	279.472	2.117	979.861	99.156	14.786	24.195	34.412	1.433.999
Cataluña	760.580	8.524	3.309.596	723.258	24.325	74.367	72.835	4.973.485
Comunidad Valenciana	480.927	4.380	2.356.007	336.317	21.519	45.079	35.552	3.279.781
Extremadura	136.306	1.243	544.636	47.795	4.261	10.880	18.026	763.147
Galicia	244.364	4.587	1.451.890	138.113	12.153	25.799	37.234	1.914.140
Comunidad de Madrid	573.359	10.232	3.256.265	307.722	17.476	29.653	35.778	4.230.485
Región de Murcia	151.774	1.658	685.074	95.998	11.468	19.603	12.225	977.800
Comunidad Foral de Navarra	77.899	817	299.536	31.224	4.043	8.543	10.118	432.180
País Vasco	182.961	3.178	946.694	114.901	7.631	19.463	22.915	1.297.743
La Rioja	38.777	256	134.699	14.229	1.502	3.083	4.884	197.430
Ceuta y Melilla	19.799	114	82.381	15.969	141	709	1.248	120.361
Total	4.839.484	59.799	22.029.512	2.972.165	186.060	413.155	475.872	30.976.047
	15,6%	0,2%	71,1%	9,6%	0,6%	1,3%	1,5%	100,0%

Tabla 11: Parque de Furgonetas distribuidos por provincia y carga útil a cierre de 2014.

COMUNIDADES AUTÓNOMAS	Hasta 499 Kg	500-749 Kg	750-999 Kg	Mas de 999 Kg	Total
Andalucía	83.152	197.305	58.948	55.077	394.482
Aragón	15.085	34.185	9.899	10.200	69.369
Principado de Asturias	12.462	20.517	5.866	5.783	44.628
Islas Baleares	13.053	20.775	5.523	6.555	45.906
Canarias	28.719	69.687	24.117	16.679	139.202
Cantabria	5.386	11.387	3.392	2.647	22.812
Castilla y León	27.553	62.996	17.382	17.790	125.721
Castilla-La Mancha	25.113	66.803	17.933	17.387	127.236
Cataluña	87.621	182.237	55.217	55.992	381.067
Comunidad Valenciana	42.619	90.760	25.753	23.674	182.806
Extremadura	13.933	39.281	8.611	9.511	71.336
Galicia	24.420	48.497	13.672	16.264	102.853
Comunidad de Madrid	57.125	151.348	50.224	54.542	313.239
Región de Murcia	11.524	33.493	9.675	10.508	65.200
Comunidad Foral de Navarra	8.174	18.591	5.655	5.808	38.228
País Vasco	16.149	37.658	11.556	10.029	75.392
La Rioja	3.634	8.485	2.346	2.426	16.891
Ceuta y Melilla	1.866	8.537	2.800	805	14.008
Total	477.588	1.102.542	328.569	321.677	2.230.376
	21,4%	49,4%	14,7%	14,4%	100,0%

Capítulo 4: Frenado de vehículos automóviles

4.1. Introducción

El primer objetivo del presente capítulo es, realizar un breve análisis de los dispositivos de frenado que instalan los vehículos automóviles, además de mostrar la obligatoriedad de los mismos conforme a normativa nacional e internacional.

El segundo objetivo del capítulo es el análisis analítico en base a modelos de cuerpo rígido de los fenómenos que ocurren durante el frenado. Fenómenos tales como la transferencia de masa de la parte posterior a la anterior del vehículo durante la deceleración son de vital importancia para el correcto dimensionado y funcionamiento del sistema de frenado. Sin tener en cuenta este fenómeno, podrían ocurrir bloqueos prematuros del eje trasero, debido a la pérdida de carga vertical en éste, con los graves riesgos que ello conlleva, los cuales también son objeto del presente capítulo.

Por ello, en este capítulo se analizarán modelos de cuerpo rígido tanto de un vehículo de 2 ejes como de un vehículo articulado formado por un tractocamión y un semirremolque, considerando a priori todos los efectos presentes en el frenado (fuerzas de frenado, resistencia a la rodadura, desniveles longitudinales, resistencias aerodinámicas, etc.) para posteriormente hacer las simplificaciones oportunas explicadas a lo largo del capítulo. También se analiza el modo de funcionamiento del sistema de frenado para vehículos articulados, atendiendo a la compatibilidad entre ambos vehículos durante el frenado.

Con el análisis de los modelos de cuerpo rígido y de curvas de compatibilidad, se obtendrán las curvas de equiaderencia y los diagramas de regulación del sistema de frenado que son la base de los modelos de inspección de que esta tesis doctoral propone como método alternativo de inspección a los establecidos por la norma ISO 21069 [2] y que se exponen en el Capítulo 1:.

4.2. Frenado en vehículos automóviles

Uno de los sistemas presentes en todo vehículo automóvil y cuyo correcto funcionamiento es indispensable para mantener la seguridad del tráfico es el sistema de frenado. Dicho sistema proporciona al conductor la posibilidad de reducir la velocidad del vehículo, llegando a detenerlo por completo si es necesario.

Al ser el sistema de frenado un elemento esencial de seguridad activa de todo vehículo, es comprensible que su correcto funcionamiento esté regulado por normativas estrictas, tanto a nivel nacional como internacional.

Tanto el Reglamento 13 CEPE/ONU [29] relativo al frenado como la derogada Directiva 71/320/CE con sus actualizaciones, definen el dispositivo de frenado como el *“conjunto de órganos que tienen por función disminuir progresivamente la velocidad de un vehículo en marcha, hacer que se detenga o mantenerlo inmóvil si se encuentra ya detenido. El dispositivo se compone del mando, la transmisión y el freno propiamente dicho. [43]”*

Por lo tanto, los sistemas de frenado deberán ser capaces de realizar lo siguiente:

- Reducir la velocidad del vehículo.
- Permitir la detención total del vehículo.
- Mantener el vehículo inmovilizado.

4.2.1 Sistemas de frenado

Conforme al Reglamento 13 CEPE/ONU [29], el dispositivo de frenado deberá ser capaz de realizar las siguientes funciones:

- Freno de servicio.
- Freno de socorro.
- Freno de estacionamiento.

Por otro lado, existen 3 tipos distintos de sistemas de frenado si se atiende al fluido que transmite el esfuerzo de frenado desde la fuente de energía hasta las ruedas:

- Freno neumático
- Freno hidroneumático
- Freno hidráulico

A continuación, se analizarán cada una de las funciones que realiza el sistema de frenado.

4.2.1.1 Freno de servicio

Según se recoge en el citado Reglamento, *“el freno de servicio deberá permitir al conductor controlar el movimiento del vehículo y detenerlo de forma segura, rápida y eficaz cualesquiera que sean sus condiciones de velocidad y de carga y el declive ascendente o descendente de la vía por la que circule. Su accionamiento deberá ser graduable. El conductor deberá poder conseguir ese frenado desde su asiento sin separar las manos del mando de dirección” [29].*

Este sistema es el utilizado por el conductor durante la circulación normal del vehículo. Se activa a través del pedal del freno y permite un control graduable, pudiendo aumentar o disminuir la intensidad de frenado a voluntad.

El sistema de frenado puede constar de un sistema de frenos de circuito único o un sistema con circuito dual:

- Sistema de frenos de circuito único:
Sistema de frenado sencillo en el cual la energía de frenado se reparte a los dispositivos de freno (zapatas o pastillas) a través de un único circuito. Estos sistemas están en desuso en la actualidad debido a que un defecto en el circuito de freno (p.ej. fuga hidráulica) originaría un fallo

en todo el sistema de frenado, haciendo muy difícil cumplir con los requerimientos del frenado de socorro.

- Sistema de frenos de circuito dual:

Para reducir el riesgo de fallo total del sistema de frenos que presenta el circuito único, se utiliza el sistema de frenos de circuito dual. Este consta de dos circuitos independientes accionados ambos simultáneamente través del pedal de freno. La principal ventaja de este sistema con respecto al anterior, es que en caso de que uno de los circuitos del sistema dual de freno falle, el segundo circuito permanecerá operativo, ocasionando únicamente una pérdida parcial de la energía de frenado.

En los vehículos industriales, de interés para la presente tesis doctoral, habitualmente se asigna un circuito de frenado al eje (o ejes) delantero, y el segundo circuito al eje (o ejes) trasero.

Según la norma DIN 74000 [45] existen las cinco posibilidades de configuración del circuito de frenos que se muestran en la: Tabla 12

Tabla 12: Circuitos de frenado (DIN 74000). [45]

	<u><i>Sistema II</i></u> <i>Distribución eje delantero/eje trasero. Cada circuito frena un eje.</i>
	<u><i>Sistema X</i></u> <i>Cada circuito de freno actúa sobre una rueda delantera y en la trasera diagonalmente opuesta.</i>
	<u><i>Sistema HI</i></u> <i>Distribución en ejes delantero y trasero.</i>
	<u><i>Sistema LL</i></u> <i>Distribución eje delantero y rueda trasera/eje delantero y rueda trasera.</i>
	<u><i>Sistema HH</i></u> <i>Distribución en ejes delantero y trasero/ejes delantero y trasero</i>

Los vehículos pesados además incorporan el llamado *freno de descenso*. Dicho freno no basa su funcionamiento en la disipación de energía a través de la fricción por lo que se utiliza en descensos prolongados para evitar sobrecalentar componentes del freno al no activar necesariamente los frenos de servicio. [46]

Es un dispositivo susceptible de intervenir en todo momento, actúen o no los frenos de servicio.

Los frenos de descenso que se aplican a los vehículos industriales se pueden clasificar como:

- Frenos electrodinámicos.
- Frenos hidrodinámicos.

- Frenos sobre el escape del motor.

El freno de servicio es, de todos los frenos que equipan los vehículos automóviles, el único que tiene un papel importante en esta tesis doctoral. El freno de descenso tampoco presenta interés en la tesis doctoral al no activarse durante la inspección de ITV sobre frenómetro de rodillos. No obstante, a continuación, se realizará una breve descripción del resto de sistemas de frenado.

4.2.1.2 Freno de socorro

El Reglamento 13 define el freno de socorro como aquel freno que *“deberá permitir detener el vehículo en una distancia razonable en caso de que falle el freno de servicio. Su acción deberá ser regulable. El conductor deberá poder conseguir ese frenado desde su asiento manteniendo el mando de dirección con una mano al menos. A los fines de los presentes requisitos, se da por supuesto que en el dispositivo de frenado de servicio no puede producirse simultáneamente más de un fallo. [29]”*

Al aplicar el freno de socorro se permite que el sistema de frenado actúe con una menor efectividad, al no operar el conjunto del circuito en condiciones óptimas.

Generalmente el freno de socorro comparte componentes con el freno de servicio y actúa a través de uno de los conductos gracias al sistema de frenado de circuito dual. [46]

4.2.1.3 Freno de estacionamiento

Según el Reglamento 13 *“el freno de estacionamiento deberá permitir mantener inmóvil el vehículo sobre un declive ascendente o descendente incluso en ausencia del conductor, quedando mantenidas en posición de bloqueo las superficies activas del freno por medio de un dispositivo de acción puramente mecánica. El conductor deberá poder conseguir ese frenado desde su asiento, (...). El dispositivo de frenado de aire comprimido del remolque y el de estacionamiento del vehículo tractor podrán accionarse simultáneamente siempre que el conductor pueda verificar en cualquier momento que el rendimiento del freno de estacionamiento del conjunto de vehículos, obtenido por la acción mecánica del dispositivo de estacionamiento, es suficiente. [29]”*

El freno de estacionamiento es aquel que mantiene detenido el vehículo en ausencia del conductor, permitiendo su inmovilización en pendientes. El freno de estacionamiento debe permanecer operativo con el motor detenido, e incluso debe mantener el vehículo inmóvil con fallo hidráulico o neumático. Para conseguir lo anterior, en vehículos ligeros se recurre a un sistema mecánico (cable) que conecta la fuente suministradora de energía (palanca de freno manual) y el freno. Sin embargo, en vehículos pesados el sistema debe estar siempre del lado de la seguridad, por lo que en caso de pérdida de presión o desconexión del sistema de frenado el vehículo debe frenar automáticamente para evitar accidentes. Esto se consigue utilizando los actuadores de doble efecto como el que se muestra en la Figura 28. Este sistema de seguridad también proporciona el sistema de frenado de socorro.

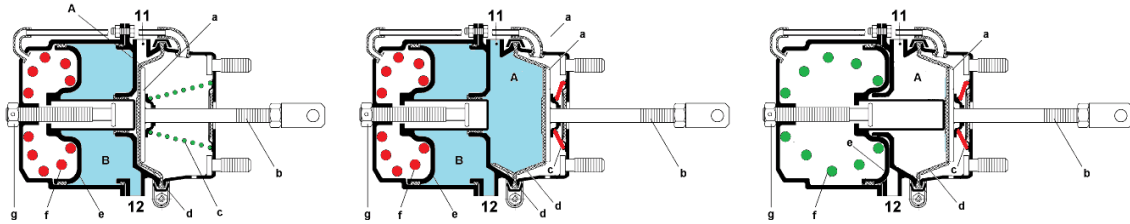


Figura 28: Actuadores de doble efecto: Freno de servicio y Freno de estacionamiento. [47] Adaptado.

Según se aprecia en el lado derecho de la Figura 28, cuando el actuador de frenado no recibe aire neumático (generalmente porque el vehículo está estacionado) el resorte f se encuentra extendido presionando sobre la membrana e , que a su vez desplaza la membrana d . Esta membrana d , gracias a un saliente ubicado en la zona central desplaza el vástago b que es el encargado de realizar el esfuerzo de frenado sobre las pastillas o tambor. Es importante destacar que el diseño de estos sistemas de frenado está siempre del lado de la seguridad, ya que en ausencia total de aire el vehículo queda detenido. Esto es especialmente beneficioso en caso de fuga neumática o cuando el vehículo está estacionado, ya que no requiere de un sistema extra para asegurar que le vehículo no inicia la marcha.

Cuando el vehículo se pone en funcionamiento y el conductor desactiva el freno de estacionamiento, comienza a entrar aire a presión por el orificio 12, llenando de aire a presión la cámara B . Gracias a la presión en la cámara B , la membrana e presiona sobre el resorte f que se comprime. Además, la presencia del resorte c y la ausencia de presión en la cámara A hace que el resorte c recoja el vástago de actuación de los frenos. En este momento tanto el freno de servicio como el de estacionamiento dejan de estar accionados. Esta situación se observa en el lado izquierdo de la Figura 28.

Cuando el vehículo está circulando y el conductor presiona el pedal de freno, el aire a presión entra a la cámara A , a través del orificio 11, haciendo que la membrana d se mueva hacia la derecha arrastrando consigo al vástago b encargado de accionar los frenos. Modulando la presión en la cámara A con el pedal de freno se consigue que la fuerza de frenado sea menor o mayor. Esta situación se observa en el centro de la Figura 28.

4.3. Fuerzas y momentos que actúan en el proceso de frenado

En la Figura 29 se recogen los principales esfuerzos presentes en el proceso de frenado. A continuación, se enumeran las simplificaciones realizadas en el modelado del vehículo de 2 ejes [48]:

- Vehículo rígido, carente de suspensión
- Movimiento en línea recta
- Sin acciones laterales

Los esfuerzos de inercia y los ejercidos por el motor se considerarán despreciables frente a las fuerzas de frenado.

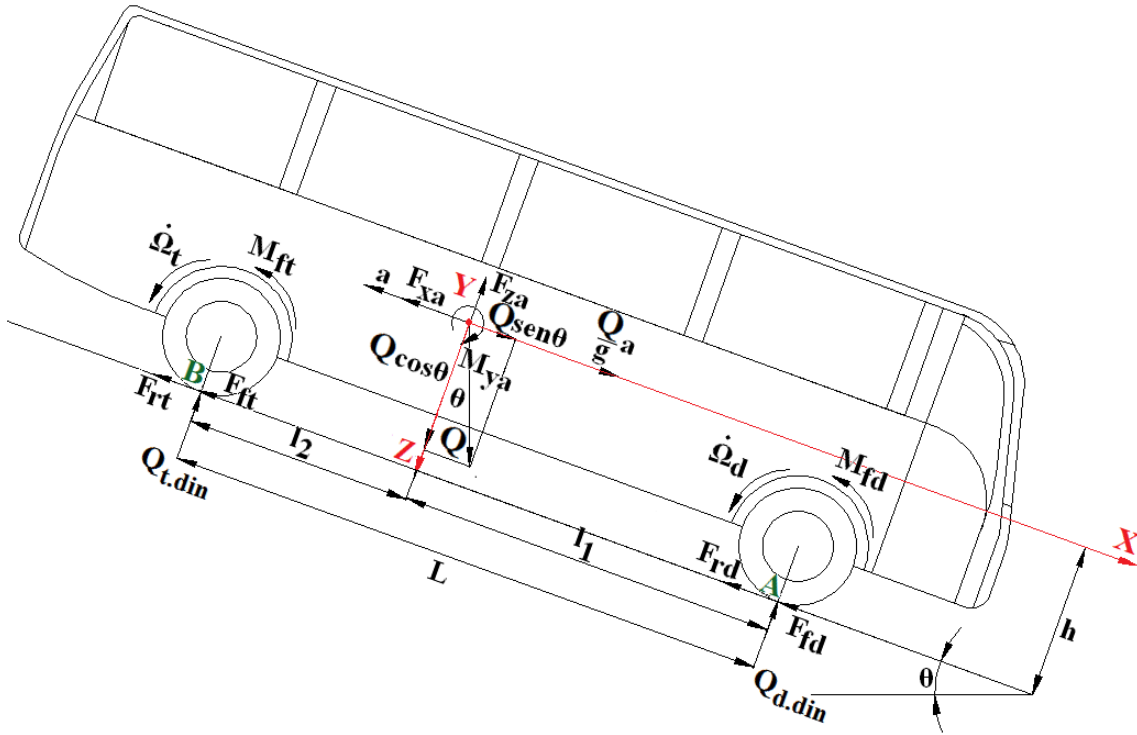


Figura 29: Modelo de vehículo de dos ejes para el estudio del frenado. [39]

donde

$Q_{d.din}$ = Representa el peso del eje delantero durante la frenada del vehículo en N,

$Q_{t.din}$ = Representa el peso del eje trasero durante la frenada del vehículo en N,

Q = Representa el peso total del vehículo en N,

l_1 = Representa la distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el eje delantero en m,

l_2 = Representa la distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el eje trasero en m,

θ = Representa el ángulo de la rampa ($\theta > 0$: rampa descendente) en rad,

g = Representa la aceleración de la gravedad ($9,81 \text{ m/s}^2$),

a = Representa la deceleración del vehículo durante el frenado en m/s^2 ,

F_{xa} = Representa la resistencia aerodinámica al avance en N,

F_{za} = Representa la fuerza de sustentación aerodinámica en N,

F_{fd} = Representa la fuerza de frenado en el eje delantero en N,

F_{rd} = Representa la fuerza de rozamiento entre el neumático y el asfalto en el eje delantero en N,

F_{ft} = Representa la fuerza de frenado en el eje trasero en N,

F_{rt} = Representa la fuerza de rozamiento entre el neumático y el asfalto en el eje trasero en N,

M_{ya} = Representa el par de cabeceo aerodinámico en N m,

M_{fd} = Representa el par de frenado aplicado en el eje delantero en N m,

M_{ft} = Representa el par de frenado aplicado en el eje trasero en N m,

h = Representa la altura sobre el suelo del centro de gravedad del vehículo en m,

L = Representa la distancia entre ejes en m,

Ω_d = Representa la deceleración angular que adquiere la rueda en rad/s²,

Ω_t = Representa la deceleración angular que adquiere la rueda en rad/s².

4.3.1 Fuerza de frenado

Se conoce como fuerzas de frenado a las principales fuerzas retardadoras del vehículo y que se desarrollan entre la superficie del neumático y la calzada, oponiéndose al movimiento longitudinal del vehículo.

Estas fuerzas son generadas generalmente por la fricción entre dos elementos con movimientos relativos entre sí, de las cuales un elemento gira solidario con la rueda o el eje y el segundo elemento está firmemente anclado al chasis o bastidor del vehículo. Tal y como se muestra en la sección 2.1.1.1, existen sistemas de frenado en los cuales su funcionamiento no se basa en la fricción, sin embargo, estos sistemas carecen de interés para esta tesis doctoral, al no actuar durante la inspección en la ITV sobre el frenómetro de rodillos.

Las fuerzas de frenado de un vehículo tienen dos límites diferenciados: uno impuesto por la potencia de frenado que es capaz de generar el sistema de frenado y otro impuesto por las condiciones de adherencia, siendo este último generalmente más restrictivo cuando el vehículo industrial circula descargado y/o cuando ocurren situaciones climatológicas adversas, mientras que el primero es más influyente en condiciones de máxima carga.

Al activar el sistema de frenado se genera un par de frenado en el eje delantero y otro en el eje trasero, denominados en la Figura 29 como M_{fd} y M_{ft} , respectivamente. El sentido de ambos es el contrario a la dirección de giro del eje, oponiéndose por tanto al avance del vehículo.

Ambos deben vencer la inercia propia de las masas rotativas asociadas a las ruedas y a la vez producir la deceleración del vehículo.

Realizando el equilibrio de momentos en cada eje i se obtiene lo siguiente:

$$F_{fi} \cdot r_c = M_{fi} - I_{ei} \cdot \dot{\Omega}_i \quad (4.1)$$

donde

F_{fi} = Representa la fuerza de frenado en el eje i en N,

r_c = Representa el radio bajo carga del neumático en m,

M_{fi} = Representa el par de frenado aplicado en el eje i en N m,

I_{ei} = Representa el momento de inercia equivalente de las masas que giran unidas a la rueda en kg m²,

Ω_i = Representa la deceleración angular que adquiere la rueda en rad/s².

Despejando la fuerza de frenado de la Ec. (4.1) se obtiene la Ec. (4.2).

$$F_{fi} = \frac{M_{fi} - I_{ei} \cdot \dot{\Omega}_i}{r_c} \quad (4.2)$$

Con la Ec. (4.2) se puede calcular la fuerza de frenado necesaria que hay que aplicar en la superficie del neumático teniendo en cuenta el par de frenado desarrollado por el sistema de frenos, la inercia de la masa no suspendida, la deceleración angular que adquiere la rueda y el radio del neumático bajo carga.

4.3.2 Efecto de un desnivel longitudinal

Al circular el vehículo por un desnivel, la inclinación longitudinal tendrá efectos adversos o favorables al frenado en función de si el vehículo sigue un movimiento ascendente o descendente.

Atendiendo a la dirección y sentido de las fuerzas mostradas en la figura 2 para el proceso de frenado, se define un ángulo θ el cual toma los siguientes valores:

- $\theta < 0^\circ$ en desniveles ascendentes (rampa).
- $\theta = 0^\circ$ en terreno horizontal.
- $\theta > 0^\circ$ en desniveles descendentes (pendiente).

Con el criterio de signos mostrado anteriormente, se observa que la fuerza debida a la acción gravitatoria sobre el centro de gravedad del vehículo ($Q \cdot \sin\theta$), favorece al frenado para desniveles ascendentes (vector con sentido opuesto al movimiento del vehículo) y se opone a las fuerzas de frenado en desniveles descendentes (vector con el mismo sentido al movimiento del vehículo). Para terrenos horizontales, la componente seno se anula, no afectando el desnivel al frenado del vehículo.

Así pues, al realizarse el ensayo de ITV en terreno horizontal no se considerará el efecto del desnivel longitudinal en las ecuaciones.

4.3.3 Resistencia a la rodadura

Se conoce como resistencia a la rodadura a la fuerza retardadora que aparece en la zona de contacto neumático-asfalto debido a la oposición a rodar del neumático. Esta oposición es debida a la disipación de energía por las deformaciones tanto de la superficie de rodadura como del neumático. Esta energía se disipa principalmente en forma de calor.

En terreno duro (p.ej. asfalto) la disipación de energía se debe principalmente a las deformaciones del neumático durante su rodadura. Sin embargo, en terrenos blandos, tales como grava o arena, la energía disipada por la deformación del terreno cobra importancia.

Para cuantificar el valor de la resistencia a la rodadura, existen ecuaciones matemáticas en las cuales se recoge el valor del coeficiente de resistencia a la rodadura como la mostrada en la Ec. (4.3). [49] y [50]

$$f_r = f_0 + f_s \cdot \left(\frac{V}{100} \right)^n \quad (4.3)$$

donde

f_r = Representa el coeficiente de resistencia a la rodadura total,

f_0 = Representa el coeficiente de resistencia a la rodadura independiente de la velocidad,

f_s = Representa el coeficiente de resistencia a la rodadura dependiente de la velocidad,

V = Representa la velocidad lineal en la superficie exterior del neumático en m/s,

n = Representa un coeficiente exponencial para valorar la velocidad del neumático.

Los parámetros f_0 , f_s y n dependen del tipo y tamaño de neumático, presión de inflado y superficie sobre la que se rueda. [50]

Para obtener la fuerza de resistencia a la rodadura (F_{ri}) en cada eje se debe multiplicar el coeficiente de resistencia a la rodadura obtenido mediante la Ec. (4.3) y el peso por eje según muestra la Ec. (4.4).

$$R_{ri} = Q_i \cdot f_{ri} \quad (4.4)$$

donde

R_{ri} = Representa la fuerza de rozamiento entre el neumático y el asfalto en el eje i en N,

Q_i = Representa el peso del eje i del vehículo en N,

f_{ri} = Representa el coeficiente de resistencia a la rodadura total del eje i .

Sin embargo, las fuerzas retardadoras debidas a la resistencia a la rodadura son de magnitud despreciable en comparación con las fuerzas de frenado, especialmente en terrenos duros, como son las superficies del frenómetro de rodillos que están en contacto con el neumático durante la inspección en ITV. Se ha comprobado como la resistencia a la rodadura de neumáticos de camión sobre el frenómetro de rodillos, inflados a la presión recomendada por el fabricante para el uso del vehículo, suele cercana a 600 N cuando ruedan sobre el frenómetro de rodillos, en todo caso despreciable frente a las fuerzas de frenado máximas que se obtienen en inspección.

4.3.4 Acciones aerodinámicas

La mera presencia del aire que rodea La Tierra, origina una resistencia al movimiento de cualquier cuerpo. Esta fuerza resistente cobra especial importancia a velocidades superiores a las de circulación de un vehículo normal.

En los vehículos industriales objeto de esta tesis doctoral, la inspección técnica se realiza sobre el frenómetro de rodillos de la ITV, por lo cual, las acciones aerodinámicas apenas cobran importancia.

A efectos de cálculo en la presente tesis doctoral, la fuerza de sustentación aerodinámica F_{za} , la resistencia aerodinámica al avance F_{xa} y el par de cabeceo aerodinámico M_{ya} mostradas en la Figura 29 se supondrán despreciables frente a las fuerzas de frenado generadas por el sistema de frenado para el cálculo de las curvas de equiaderencia, isoadherencia e isodeceleración como se muestra en la sección 4.3.1.

4.3.5 Resistencia del motor y transmisión

Al activar el sistema de frenado en un vehículo sin desacoplar el grupo motor y la transmisión a través del embrague y/o caja de cambios, y obviamente dejando libre el acelerador, el motor realizará una fuerza de retención que ayudará al sistema de frenado en el objetivo de reducir la velocidad.

Sin embargo, como el objeto de esta tesis doctoral es analizar el sistema de frenado en una inspección ITV con frenómetros de rodillos, durante la cual se desacopla el grupo motor y la transmisión, no se tendrá en cuenta el efecto de freno motor a lo largo de esta tesis doctoral.

4.4. Frenado de vehículos de dos ejes

Uno de los fenómenos más determinantes en la seguridad del tráfico durante el proceso de frenado es el bloqueo de algún eje. El bloqueo de los neumáticos se debe a que la fuerza de frenado aplicada en un eje es superior al límite marcado por la adherencia en ese mismo eje. Este bloqueo presenta múltiples efectos negativos algunos de los cuales se citan a continuación.

En primer lugar, cabe destacar que una vez el neumático alcanza la situación de bloqueo y desliza sobre el firme, el coeficiente de adherencia entre el neumático y el firme desciende aproximadamente un 20%, según se muestra en la figura 3 [48].

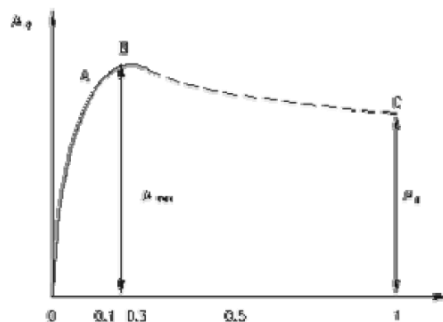


Figura 30: Coeficiente de adherencia del neumático frente al deslizamiento. [48]

En la Figura 30 el eje horizontal representa el deslizamiento del vehículo, el cual toma el valor de 1 cuando el neumático se bloquea y presenta un deslizamiento total con respecto al firme, mientras que en el eje vertical se representa el coeficiente de adherencia existente entre el neumático y la calzada.

Debido al citado descenso de la adherencia entre el neumático y el firme durante el bloqueo, las fuerzas de frenado que se pueden ejercer (Ver Ec. (2.2) de la sección 2.1.1.1) se ven reducidas, aumentando la distancia de frenado, perdiendo así eficacia en el frenado y seguridad en el tráfico.

Otro efecto que aparece debido al bloqueo, probablemente el de menor importancia en lo referente a la seguridad de la circulación, es el desgaste prematuro de la banda de rodadura del neumático.

Por último, el efecto más importante causado por el bloqueo de los neumáticos es la incapacidad por parte de los neumáticos de generar resistencia que equilibre posibles fuerzas laterales. En la práctica, es prácticamente imposible que se produzca una situación exenta de esfuerzos laterales (F_y , M_z o M_x , Ver Figura 29), las

cuales, al no poder ser contrarrestadas, y harán que el vehículo experimente un desplazamiento lateral cuyo efecto depende de en qué eje se ha producido el bloqueo.

Si el bloqueo se ha producido en el eje trasero (Figura 31) se produce un efecto de *inestabilidad direccional*, debido al cual el vehículo tiende a girar sobre sí mismo. Esto se debe a que las fuerzas de frenado y laterales en las ruedas delanteras, de inercia del vehículo y fuerzas de rozamiento en las ruedas traseras, generan un momento de guiñada que crece con el ángulo de giro Ψ [48] (Ver Ec. (4.5)).

$$\frac{\partial M_z}{\partial \Psi} > 0 \quad (4.5)$$

donde

M_z = Representa el par de guiñada del vehículo en N m,

Ψ = Representa el ángulo de giro en rad.

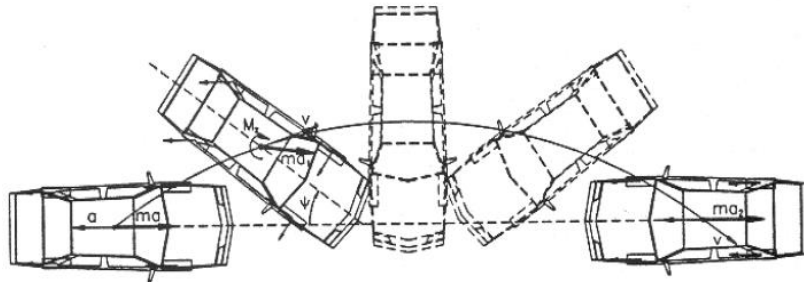


Figura 31: Comportamiento de un vehículo de dos ejes con bloqueo de las ruedas del eje trasero durante el frenado. [48]

Si el bloqueo se produce en el eje anterior del vehículo, las fuerzas de inercia del vehículo y las de rozamiento en las ruedas, proporcionan un aumento de guiñada que disminuye conforme aumenta el ángulo girado (Ver Ec. (4.6)).

$$\frac{\partial M_z}{\partial \Psi} < 0 \quad (4.6)$$

Esta situación originaría una cierta *pérdida de control direccional*, menos grave, que la inestabilidad direccional.

Debido a lo anterior, el sistema de frenado se diseña con el objetivo de evitar el bloqueo de las ruedas. Por este motivo, nacieron los dispositivos ABS, los cuales no son objeto de esta tesis doctoral. Cuando el vehículo no disponga de estos dispositivos antibloqueo y esté sometido a las máximas solicitaciones de frenado en condiciones de adherencia desfavorables, el sistema de frenado debe estar diseñado para evitar que el bloqueo de las ruedas se produzca antes en el eje trasero que, en el delantero, evitando así una pérdida total del control del vehículo.

4.4.1 Transferencia de carga en el frenado

Para obtener el reparto óptimo de fuerzas de frenado, se desprecia la fuerza de sustentación aerodinámica (F_{za}) y el par de cabeceo aerodinámico (M_{ya}) expuestas en la Figura 29 según lo recogido en la sección 4.3.

Con ello, las fuerzas existentes en el modelo de vehículo de 2 ejes durante el frenado son las que se muestran en la Figura 32.

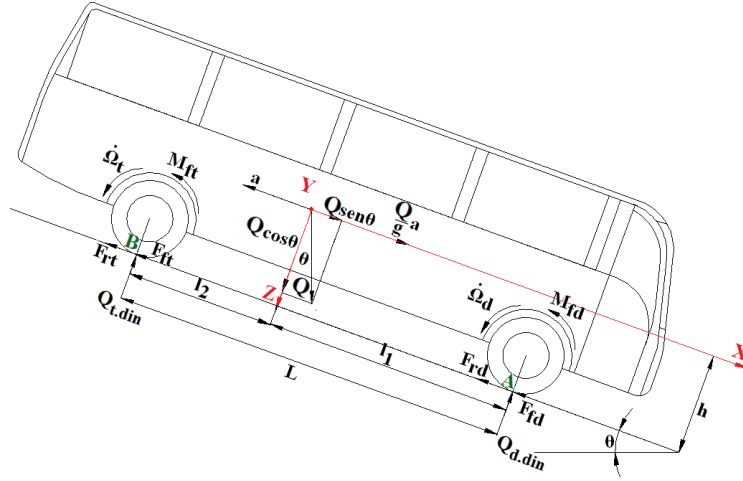


Figura 32: Modelo simplificado de vehículo de dos ejes para el estudio del frenado.

Realizando el equilibrio de momentos en las zonas de contacto entre el neumático y el asfalto (puntos A y B) para las fuerzas y dimensiones de la Figura 32 se obtienen las Ec. (4.7) y (4.8).

$$Q_{d.din} = \frac{Q \cdot l_2 \cdot \cos \theta + \left(\frac{Q}{g} \cdot a + Q \cdot \sin \theta - F_{xa} \right) \cdot h}{L} \quad (4.7)$$

$$Q_{t.din} = \frac{Q \cdot l_1 \cdot \cos \theta - \left(\frac{Q}{g} \cdot a + Q \cdot \sin \theta - F_{xa} \right) \cdot h}{L} \quad (4.8)$$

donde

$Q_{d.din}$ = Representa el peso del eje delantero durante la frenada del vehículo en N,

$Q_{t.din}$ = Representa el peso del eje trasero durante la frenada del vehículo en N,

Q = Representa el peso total del vehículo en N,

l_1 = Representa la distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el eje delantero en m,

l_2 = Representa la distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el eje trasero en m,

θ = Representa el ángulo de la rampa ($\theta > 0$: rampa descendente) en rad,

g = Representa la aceleración de la gravedad ($9,81 \text{ m/s}^2$),

a = Representa la deceleración del vehículo durante el frenado en m/s^2 ,

F_{xa} = Representa la resistencia aerodinámica al avance en N,

h = Representa la altura sobre el suelo del centro de gravedad del vehículo en m,

L = Representa la distancia entre ejes en m.

Realizando el equilibrio de fuerzas en sentido longitudinal se obtiene a lo siguiente:

$$\frac{Q}{g} \cdot a + Q \cdot \sin\theta - F_{xa} = F_{rt} + F_{rd} + F_{fd} + F_{ft} \quad (4.9)$$

donde

F_{rd} = Representa la fuerza de rozamiento entre el neumático del eje delantero y el asfalto en N,

F_{rt} = Representa la fuerza de rozamiento entre el neumático del eje trasero y el asfalto en N,

F_{fd} = Representa la fuerza de frenado en el eje delantero en N,

F_{ft} = Representa la fuerza de frenado en el eje trasero en N.

Llamando a $F_r = F_{rd} + F_{rt}$, $F_f = F_{fd} + F_{ft}$ y sustituyendo en la Ec. (4.9) se obtiene:

$$\frac{Q}{g} \cdot a + Q \cdot \sin\theta - F_{xa} = F_r + F_f \quad (4.10)$$

Considerando:

$$F_r = Q \cdot \cos\theta \cdot f_r \quad (4.11)$$

$$F_f = \mu \cdot Q \quad (4.12)$$

donde

f_r = Representa el coeficiente de resistencia a la rodadura total.

y sustituyendo la Ec. (4.10) en las Ec. (4.7) y (4.8), se obtiene lo siguiente:

$$F_{fd} = \mu \cdot \frac{Q \cdot l_2}{L} + \mu \cdot \frac{Q \cdot h}{L} (f_r + \mu) \quad (4.13)$$

$$F_{ft} = \mu \cdot \frac{Q \cdot l_1}{L} - \mu \cdot \frac{Q \cdot h}{L} (f_r + \mu) \quad (4.14)$$

Los primeros sumandos de las Ec. (4.13) y (4.14) representan las fuerzas de frenado estáticas sobre los ejes delantero y trasero, y los segundos sumandos representan la variación de las fuerzas de frenado debido a la transferencia de carga desde el eje trasero al delantero. Se puede observar que la carga vertical que “pierde” el eje trasero durante la frenada la “adquiere” el delantero.

Retomando las Ec. (4.7) y (4.8), despreciando el efecto aerodinámico y considerando que el vehículo circula en llano, se obtienen las reacciones en cada eje en función de la deceleración se obtienen las Ec. (4.15) y (4.16).

$$Q_{d,din} = \frac{Q \cdot l_2}{L} + \frac{Q \cdot h}{g \cdot L} \cdot a \quad (4.15)$$

$$Q_{t,din} = \frac{Q \cdot l_1}{L} - \frac{Q \cdot h}{g \cdot L} \cdot a \quad (4.16)$$

4.4.2 Curvas de equiaderencia

Las curvas de equiaderencia son el lugar geométrico de los puntos del plano que cumplen la condición de que ambas ruedas alcanzan al mismo tiempo la máxima adherencia.

Gracias a ellas se puede analizar y diseñar sistemas de frenado con el objetivo de que no llegue a bloquear el eje trasero antes que el eje delantero, debido a la inestabilidad direccional que esto conlleva.

Aplicando la segunda Ley de Newton ($F = m \cdot a$), donde F representa las fuerzas de frenado en cada eje, y despejando la aceleración se obtiene la Ec. (4.17).

$$a = \frac{F_{fd} + F_{ft}}{\frac{Q}{g}} = \frac{F_f}{\frac{Q}{g}} \quad (4.17)$$

La máxima fuerza de frenado que el vehículo podrá aplicar antes del bloqueo de las ruedas vendrá dada por la Ec. (4.18).

$$F_f = \mu \cdot Q \quad (4.18)$$

Por lo que considerando que las fuerzas de frenado son las únicas fuerzas que producen la deceleración, sustituyendo la Ec. (4.18) en la Ec. (4.17) y operando se obtiene la Ec. (4.19).

$$a = \mu \cdot g \quad (4.19)$$

Sustituyendo el valor de la aceleración de la Ec. (4.19) en la Ec. (4.15) y en la Ec. (4.16), aplicando la ley de rozamiento dada en la Ec. (4.12) y operando se obtiene la fuerza de frenado máxima aplicable en cada eje antes de que comience el bloqueo de las ruedas para cada eje, según las Ec. (4.20) y (4.21).

$$F_{fd} = \frac{\mu \cdot Q}{L} \cdot (l_2 + h \cdot \mu) \quad (4.20)$$

$$F_{ft} = \frac{\mu \cdot Q}{L} \cdot (l_1 - h \cdot \mu) \quad (4.21)$$

Dividiendo la Ec. (4.20) y la Ec. (4.21) se obtiene la Ec. (4.22).

$$\frac{F_{fd}}{F_{ft}} = \frac{(l_2 + h \cdot \mu)}{(l_1 - h \cdot \mu)} \quad (4.22)$$

Despejando el coeficiente de adherencia μ se obtiene la Ec. (4.23).

$$\mu = \frac{F_{fd} \cdot l_1 - F_{ft} \cdot l_2}{h \cdot (F_{fd} + F_{ft})} \quad (4.23)$$

Por último, sustituyendo (4.23) en (4.20) o (4.21) y operando se llega a la ecuación conocida como de la *curva de equiaderencia*, Ec. (4.24).

$$(F_{fd} + F_{ft})^2 + \frac{Q}{h} (F_{ft} \cdot l_2 - F_{fd} \cdot l_1) = 0 \quad (4.24)$$

Cabe destacar que los únicos valores de interés en la curva de equiaderencia son aquellos en los que las fuerzas de frenado son de signo positivo, según se aprecia en la Figura 33.

Operando con las Ec. (4.17) y Ec. (4.19) se obtiene una familia conocida como *rectas de deceleración constante* (Ec. (4.25)):

$$F_{ft} = -F_{fd} + \frac{a}{g} \cdot Q = -F_{fd} + \mu \cdot Q \quad (4.25)$$

Por otro lado, operando con las Ec. (4.15) y Ec. (4.16) y con la siguiente ecuación obtenida a partir de la Ec. (4.17)

$$\frac{Q}{g} \cdot a = F_{fd} + F_{ft} \quad (4.26)$$

Se obtiene para el eje delantero y trasero respectivamente las Ec. (4.27) y Ec. (4.28)

$$F_{fd} = \mu_d \cdot \left[\frac{Q \cdot l_2}{L} + (F_{fd} + F_{ft}) \cdot \frac{h}{L} \right] \quad (4.27)$$

$$F_{fd} = \mu_t \cdot \left[\frac{Q \cdot l_1}{L} - (F_{fd} + F_{ft}) \cdot \frac{h}{L} \right] \quad (4.28)$$

donde

μ_d = Representa el coeficiente de adherencia del eje delantero,

μ_t = Representa el coeficiente de adherencia del eje trasero.

Operando con las (4.27) y Ec. (4.28) se obtiene la Ec. (4.29) y la Ec. (4.30):

$$F_{ft} = F_{fd} \cdot \left(\frac{L}{h \cdot \mu_d} - 1 \right) - \frac{Q \cdot l_2}{h} \quad (4.29)$$

$$F_{ft} = -F_{fd} \cdot \frac{\mu_t \cdot h}{L + \mu_t \cdot h} + \frac{Q \cdot l_1 \cdot \mu_t}{L + \mu_t \cdot h} \quad (4.30)$$

Las dos familias de rectas definidas en las Ec. (4.29) y la Ec. (4.30) se las denominan *curvas de isoadherencia*. Ambas rectas se cortan dos a dos para iguales valores de adherencia ($\mu_d = \mu_t$) sobre la curva de equiadherencia, motivo por el cual a estas curvas se las conoce como curvas de equiadherencia.

Es importante recalcar que existen tantas curvas de equiadherencia, isoadherencia e isodeceleración como estados de carga y repartos de carga posibles tenga cada vehículo, es decir, infinitas posibilidades de curvas en función de las características del vehículo y su reparto de cargas.

Representando la curva de equiadherencia Ec. (4.24), las rectas de deceleración constante Ec. (4.25) y las curvas de isoadherencia Ec. (4.29) y la Ec. (4.30) para un tractocamión con $l_1 = 1,7$ m, $l_2 = 2,1$ m, $Q = 70.000$ N y $h = 1,2$ m, se obtiene la Figura 33:

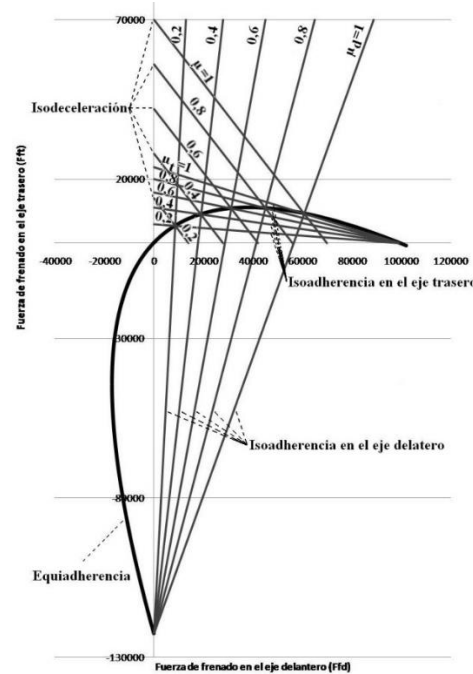


Figura 33: Curvas de isoadherencia, equiadherencia e isodeceleración.

4.4.3 Actuación del sistema de frenado en vehículos de dos ejes

Como se muestra al inicio de la sección 4.4.2, las curvas de equiadherencia son el lugar geométrico de los puntos del plano que cumplen la condición de que ambas ruedas alcanzan al mismo tiempo la máxima adherencia, o lo que es lo mismo, representan para un estado de carga determinado, la fuerza máxima que puede aplicar el sistema de frenado para lograr un aprovechamiento óptimo de la adherencia.

En la práctica solo es de interés el intervalo de la curva en el cual tanto la fuerza de frenado en el eje trasero, como en el delantero son positivas.

Un punto del plano F_{fd} - F_{ft} con una ordenada superior al de la curva de equiadherencia, $F_{ft} > F_{ft}(\mu_{max})$, indica que las ruedas traseras bloquean antes que

las delanteras. En puntos con ordenada de signo positivo y de valor inferior a los de la curva de equiadherencia, el bloqueo se produciría antes en el eje delantero que en el eje trasero.

Esta última situación, tal como se describió en la sección 4.4 es la que entraña menos riesgo para la seguridad del tráfico, y por lo tanto es la que busca cualquier fabricante de vehículos a la hora de diseñar el sistema de frenado. Por otro lado, debido al diseño del esquema general del sistema de frenado, la relación entre las fuerzas de frenado del eje trasero y delantero será constante, y durante el primer tramo de actuación del sistema de frenado describirá una recta que parte del origen cuya pendiente se obtiene con la Ec (4.31):

$$K = \frac{\Delta F_{ft.A1}}{\Delta F_{fd.A1}} \quad (4.31)$$

donde

K = Representa la relación entre los incrementos de fuerzas de frenado en el eje trasero y delantero durante el primer tramo de actuación del sistema de frenos,
 $F_{ft.A1}$ = Representa la fuerza frenado en el eje trasero durante el primer tramo de actuación del sistema de frenos en N,
 $F_{fd.A1}$ = Representa la fuerza frenado en el eje delantero durante el primer tramo de actuación del sistema de frenos en N.

La relación entre fuerzas de frenado del eje delantero y trasero expresada en la Ec. (4.31) puede ser representada sobre la curva de equiadherencia. En la Figura 34 se muestra la curva de equiadherencia para un tractocamión con $l_1=1,7$ m, $l_2=2,1$ m, $Q=70.000$ N y $h=1,2$ m y la curva de actuación del sistema frenado con una pendiente $K=0,6$.

Sustituyendo la Ec. (4.31) en la Ec. (4.24) y operando se llega a las siguientes fuerzas de frenado máximas que el sistema de frenado puede aplicar siguiendo la relación lineal entre fuerzas de frenado expresada en (4.24), las cuales una vez superadas, producirán un bloqueo del eje trasero antes que el eje delantero.

$$F_{fd.A1} = -\frac{Q}{h(1+K)^2} (K \cdot l_2 - l_1) \quad (4.32)$$

$$F_{ft.A1} = -\frac{Q \cdot K}{h(1+K)^2} (K \cdot l_2 - l_1) \quad (4.33)$$

donde

$F_{ft.A1}$ = Representa la fuerza frenado en el eje trasero durante el primer tramo de actuación del sistema de frenos en N,
 $F_{fd.A1}$ = Representa la fuerza frenado en el eje delantero durante el primer tramo de actuación del sistema de frenos en N,
 Q = Representa el peso total del vehículo en N,
 h = Representa la altura sobre el suelo del centro de gravedad del vehículo en m,
 K = Representa la relación entre los incrementos de fuerzas de frenado en el eje trasero y delantero,

l_1 = Representa la distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el eje delantero en m,

l_2 = Representa la distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el eje trasero en m.

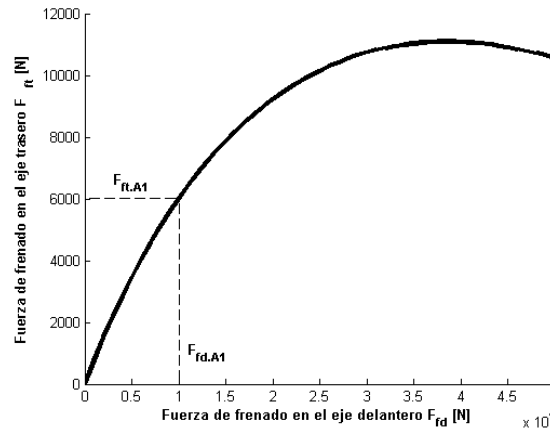


Figura 34: Primer tramo de actuación sistema de frenado.

Una vez el sistema de frenado ha alcanzado los puntos definidos por $F_{fd.A1}$ y $F_{ft.A1}$ entran en funcionamiento dispositivos del sistema de frenado cuyo objetivo es reducir la presión de freno en las ruedas traseras con respecto a las ruedas delanteras para evitar el bloqueo de las primeras. Este tramo de actuación del sistema de frenado se le denominará segundo tramo. Una vez más, el sistema de frenado mostrará una relación constante entre las fuerzas de frenado del eje trasero y delantero, aunque esta relación será inferior a la anterior (compensador de frenado) y en ocasiones llegan a ser cero (limitador de frenado). Además, la recta definida en este segundo tramo de actuación partirá de los puntos definidos por $F_{fd.A1}$ y $F_{ft.A1}$.

Destacar que, en la práctica, los sistemas de frenado no llegan a alcanzar las fuerzas definidas por los puntos $F_{fd.A1}$ y $F_{ft.A1}$, pertenecientes a la curva de equiadherencia, sino que el sistema de frenado cambia su modo de actuación a fuerzas de frenado inferiores.

A continuación, se detallan los dos diseños de modulación de las fuerzas de frenado más comunes en el mercado:

- **Compensador de frenado:** Consiste en un regulador de la presión del circuito de frenos (y por tanto de la fuerza de frenado), el cual, una vez alcanzada una determinada presión tarada, disminuye la relación marcada por el cociente entre la fuerza de freno en el eje trasero y la del eje delantero. Esto se consigue con la ayuda de una válvula que, a partir de una presión determinada en el circuito de frenos, deja pasar a los frenos traseros solo una presión reducida de la que llega al circuito principal. Consiguiendo una distribución de frenado con forma adecuada, la cual se aproxima a la curva de equiadherencia.

La compensación de la fuerza de frenado la realiza el compensador para cada distribución de cargas del vehículo.

Llegados al punto marcado por $F_{fd.A1}$ y $F_{ft.A1}$ en la Figura 34 se puede definir el cociente entre el incremento de presión en el eje trasero y el eje delantero como:

$$K' = \frac{\Delta F_{ft.A2}}{\Delta F_{fd.A2}} \quad (4.34)$$

donde

K' = Representa la relación entre los incrementos de fuerzas de frenado en el eje trasero y delantero durante el segundo tramo de actuación del sistema de frenos,

$F_{ft.A2}$ = Representa la fuerza frenado en el eje trasero durante el segundo tramo de actuación del sistema de frenos en N,

$F_{fd.A2}$ = Representa la fuerza frenado en el eje delantero durante el segundo tramo de actuación del sistema de frenos en N.

El término K' definido en la Ec. (4.34) representa la pendiente de la recta que define el segundo tramo de actuación del sistema de frenado, en el cual el compensador está activo.

En la Figura 35 se muestra la curva de actuación del sistema de frenado del vehículo mostrado en la Figura 34 equipado con compensador de frenado en sus dos fases de funcionamiento y la curva de equiadherencia, con una relación de fuerzas de frenado K' de 0,1.

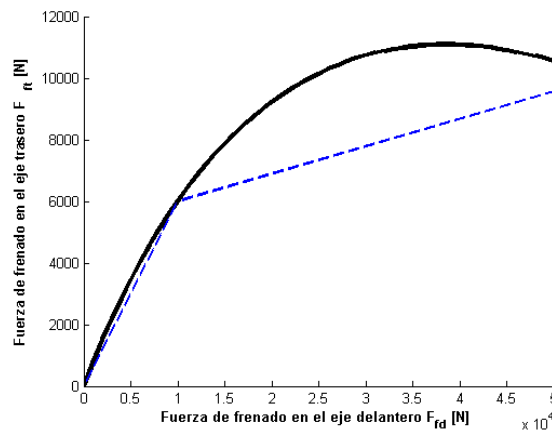


Figura 35: Actuación del sistema de frenado con compensador de frenado.

En la Figura 36 se muestra el funcionamiento del sistema de frenado equipado con compensador con $K=0,6$ y $K'=0,1$, para un tractocamión de $l_{1.om}=1,7$ m, $l_{2.om}=2,1$ m, y $h=1,2$ m en orden de marcha ($Q_{om}=70.000$ N) y $l_{1.pc}=2,1$ m, $l_{2.pc}=1,7$ m, y $h=1,4$ m a plena carga ($Q_{pc}=180.000$ N).

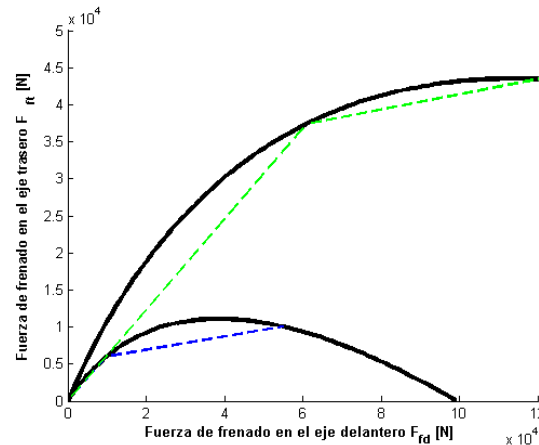


Figura 36: Actuación del compensador en orden de marcha y a plena carga.

- Limitador de frenado: El principio de actuación del limitador es similar al del compensador de freno, con la diferencia de que una vez alcanzada las fuerzas de frenado anteriormente denominadas como $F_{fd.A1}$ y $F_{ft.A1}$, el sistema de frenado mantiene constante la presión en el circuito de frenado del eje trasero (y por tanto la fuerza de frenado en el eje trasero) y continúa aumentando la presión en el circuito de frenado del eje delantero (y, por ende, la fuerza de frenado en el eje delantero). Con este funcionamiento, el sistema de frenado logra una recta de actuación en su segundo tramo con pendiente cero, es decir, una recta horizontal ($K'=0$).

Al igual que el compensador de frenado, esta regulación se realiza para cada distribución de cargas del vehículo.

En la Figura 37 se muestra la curva de actuación del sistema de frenado del vehículo mostrado en la Figura 34 equipado con limitador de frenado en sus dos fases de funcionamiento sobre la curva de equiadherencia.

En la Figura 38 se muestra el funcionamiento del sistema de frenado equipado con limitador con $K=0,6$, para un tractocamión de $l_{1om}=1,7$ m, $l_{2om}=2,1$ m, y $h=1,2$ m en orden de marcha ($Q_{om}=70.000$ N) y $l_{1pc}=2,1$ m, $l_{2pc}=1,7$ m, y $h=1,4$ m a plena carga ($Q_{pc}=180.000$ N).

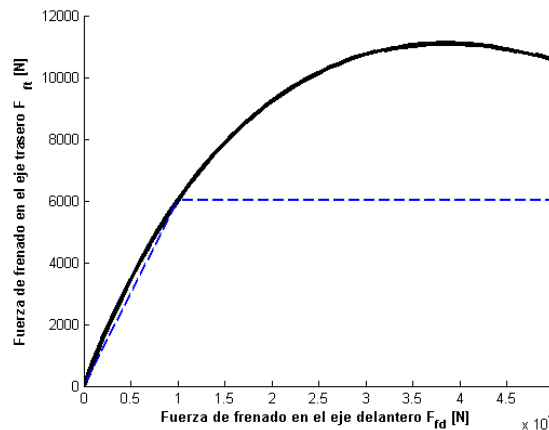


Figura 37: Actuación del sistema de frenado con limitador de frenado.

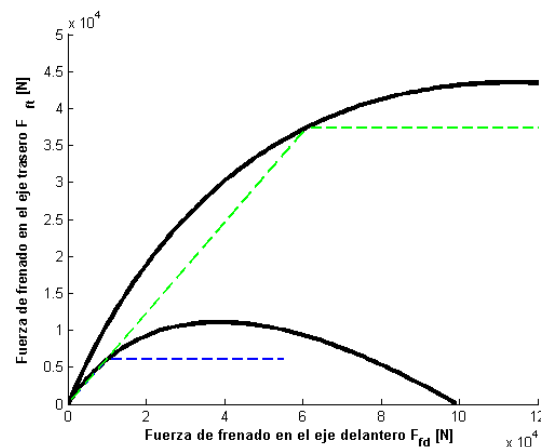


Figura 38: Actuación del limitador en orden de marcha y a plena carga.

4.5. Frenado de vehículos articulados tractocamión-semirremolque

A continuación, se analizará, de manera análoga a como se hizo para un vehículo de dos ejes, el modo óptimo de funcionamiento del sistema de frenado en un vehículo formado por un tractocamión y un semirremolque.

4.5.1 Efectos del bloqueo de ruedas

Al igual que ocurre en los vehículos de 2 ejes (sección 4.4) el bloqueo de las ruedas en los vehículos articulados tractocamión-semirremolque repercute negativamente en la seguridad del tráfico. De manera similar a lo analizado en el vehículo de dos ejes, el nivel de peligrosidad debido al bloqueo variará en función del eje en el que este se produzca.

El eje en el cual el bloqueo entraña un mayor riesgo es el eje trasero del tractocamión. Cuando esta situación ocurre, se dan dos movimientos de guiñada en sentido opuesto, uno en el tractocamión y otro en el semirremolque. El resultado es que el tractocamión y el semirremolque tienden a plegarse el uno contra el otro hasta que ambos interactúan. Esta situación se conoce como el “efecto tijera”.

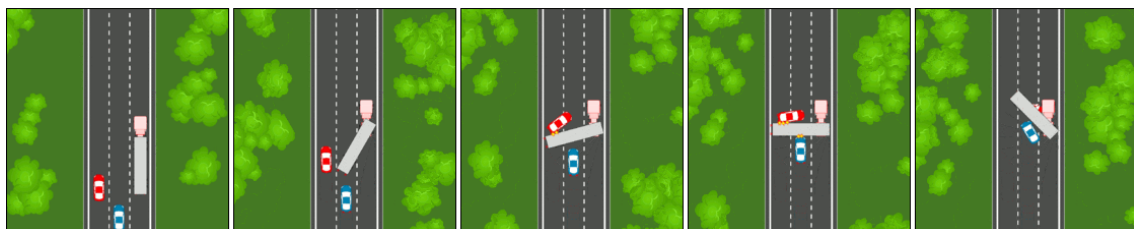


Figura 39: Efecto tijera. [51] Adaptado

Cuando el bloqueo se da en las ruedas traseras del semirremolque, se produce una oscilación lateral del mismo con respecto a la quinta rueda. Esta situación ocupa el segundo lugar en cuanto al orden de gravedad potencial.

En último lugar en el orden de gravedad potencial se coloca el bloqueo en el eje delantero del tractocamión. Cuando esto sucede, el resultado es una pérdida direccional del vehículo, efecto análogo al que ocurre en un vehículo de dos ejes.

4.5.2 Reparto de fuerzas de frenado de un conjunto tractocamión-semirremolque

Para el cálculo del reparto de las fuerzas de frenado se recurrirá a un modelo de cuerpo rígido, al igual que se realizó para el modelo del vehículo de dos ejes. Debido a la amplia variedad de configuraciones constructivas en lo referente a la disposición y número de ejes de los vehículos articulados tractocamión-semirremolque (Ver figura 13), se recurrirá a simplificar el eje trasero del tractocamión y/o del semirremolque en un único eje colocando dicho eje en el punto intermedio (Ver simplificación en la figura 14).

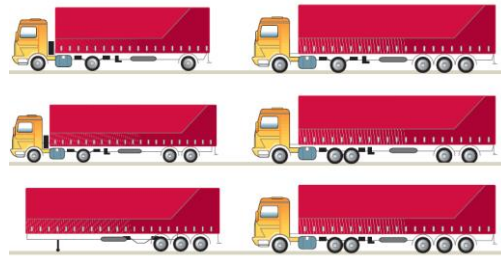


Figura 40: Ejemplos de configuraciones constructivas en tractocamión-semirremolque. [52] Adaptado

A partir del modelo de cuerpo rígido simplificando los ejes del semirremolque a uno solo, se procede al estudio de las fuerzas presentes en el proceso de frenado. En la Figura 41 se detallan dichas fuerzas y las dimensiones del conjunto tractocamión-semirremolque.

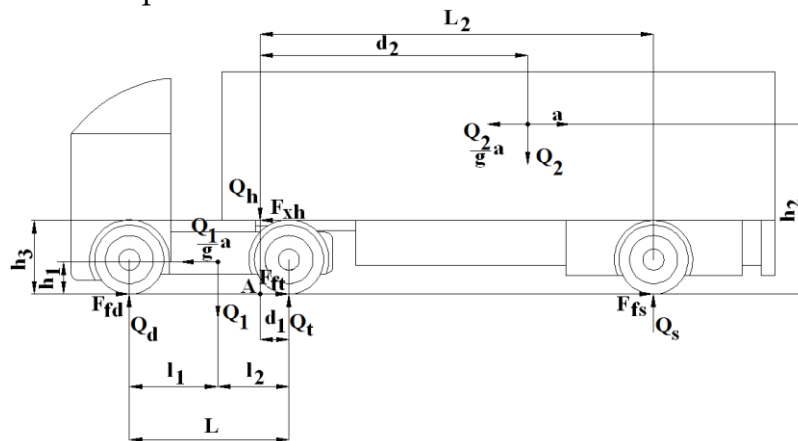


Figura 41: Modelo de vehículo tractocamión-semirremolque para el estudio del frenado.

Como se aprecia en el modelo de la Figura 41 para el estudio de la frenada del vehículo articulado tractocamión-semirremolque, al igual que se realizó para el estudio del vehículo de dos ejes, únicamente se han tenido en cuenta las fuerzas de frenado generadas por el sistema de frenado, despreciándose así la resistencia a la rodadura, los efectos aerodinámicos y demás efectos resistivos.

Para facilitar el cálculo se definen los siguientes coeficientes de las fuerzas de frenado:

$$C_d = \frac{F_{fd}}{Q_d}; \quad C_t = \frac{F_{ft}}{Q_t}; \quad C_s = \frac{F_{fs}}{Q_s} \quad (4.35)$$

donde

F_{fd} = Representa la fuerza de frenado en el eje delantero del tractocamión en N,

F_{ft} = Representa la fuerza de frenado en el eje trasero del tractocamión en N,

F_{fs} = Representa la fuerza de frenado en el eje del semirremolque en N,

Q_d = Representa el peso del eje delantero del tractocamión en N,

Q_t = Representa el peso del eje trasero del tractocamión en N,

Q_s = Representa el peso total en el eje del semirremolque en N,

C_d = Representa el coeficiente entre las fuerzas de frenado del eje delantero del tractocamión y el peso sobre ese mismo eje,

C_t = Representa el coeficiente entre las fuerzas de frenado del eje del semirremolque y el peso sobre ese mismo eje,

C_s = Representa el coeficiente entre las fuerzas de frenado del eje trasero del tractocamión y el peso sobre ese mismo eje.

A continuación, se realizará el equilibrio de momentos del tractocamión, semirremolque y del conjunto.

Tractocamión:

$$Q_1 + Q_h - Q_d - Q_t = 0 \quad (4.36)$$

$$\frac{Q_1}{g} \cdot a + F_{xh} - C_d \cdot Q_d - C_t \cdot Q_t = 0 \quad (4.37)$$

$$Q_d \cdot (L - d_1) - Q_t \cdot d_1 - F_{xh} \cdot h_3 - Q_1 \cdot (L - l_1 - d_1) - \frac{Q_1}{g} \cdot a \cdot h_1 = 0 \quad (4.38)$$

donde

Q_1 = Representa el peso total del tractocamión en N,

Q_h = Representa el peso sobre la quinta rueda en N,

a = Representa la deceleración del vehículo durante el frenado en m/s^2 ,

g = Representa la aceleración de la gravedad ($9,81 m/s^2$),

F_{xh} = Representa la fuerza vertical sobre la quinta rueda en N,

L = Representa la distancia entre ejes en m,

d_1 = Representa la distancia entre la quinta rueda y el segundo eje del tractocamión en m,

l_1 = Representa la distancia entre el centro de gravedad del tractocamión y el eje delantero en m,

h_1 = Representa la altura sobre el suelo del centro de gravedad del tractocamión en m,

h_3 = Representa la altura sobre el suelo del centro de gravedad de la quinta rueda en m.

Semirremolque:

$$Q_2 + Q_h - Q_s = 0 \quad (4.39)$$

$$\frac{Q_2}{g} \cdot a + F_{xh} - C_s \cdot Q_s = 0 \quad (4.40)$$

$$Q_2 \cdot d_2 - F_{xh} \cdot h_3 - Q_s \cdot L_2 - \frac{Q_2}{g} \cdot a \cdot h_2 = 0 \quad (4.41)$$

donde

Q_2 = Representa el peso total del semirremolque en N,

d_2 = Representa la distancia entre la quinta rueda y el eje del semirremolque en m,

L_2 = Representa la distancia entre la quinta rueda y el eje del semirremolque en m,

h_2 = Representa la altura sobre el suelo del centro de gravedad del semirremolque en m.

Conjunto:

$$Q_1 + Q_2 - Q_d - Q_t - Q_s = 0 \quad (4.42)$$

$$(Q_1 + Q_2) \cdot \frac{a}{g} - C_d \cdot Q_d - C_t \cdot Q_t - C_s \cdot Q_s = 0 \quad (4.43)$$

$$Q_d \cdot (L - d_1) - Q_t \cdot d_1 - Q_s \cdot L_2 - Q_1 \cdot (L - l_1 - d_1) + Q_2 \cdot d_2 - Q_1 \cdot \frac{a}{g} \cdot h_1 - Q_2 \cdot \frac{a}{g} \cdot h_2 = 0 \quad (4.44)$$

Suponiendo que la adherencia se aprovecha por igual en todos los ejes ($F_{fi} = \mu Q_i$), y teniendo en cuenta las Ec. (4.35) y (4.19) y operando, se llega a las ecuaciones:

$$F_{fd} = \mu Q_1 \cdot \frac{L - l_1 + \mu h_1}{L} + \mu Q_2 \cdot \frac{(L_2 - d_2 + \mu h_2)(d_1 + \mu h_3)}{L(L_2 + \mu h_3)} \quad (4.45)$$

$$F_{ft} = \mu Q_1 \cdot \frac{l_1 - \mu h_1}{L} + \mu Q_2 \cdot \frac{(L_2 - d_2 + \mu h_2)(L_1 - d_1 - \mu h_3)}{L(L_2 + \mu h_3)} \quad (4.46)$$

$$F_{fs} = \mu Q_2 \cdot \frac{d_2 + (h_3 - h_2) \mu}{\mu h_3 + L_2} \quad (4.47)$$

Con lo anterior se obtiene el reparto óptimo de frenado en los ejes de un vehículo articulado tractocamión-semirremolque:

$$K_{fd} = \frac{F_{fd}}{F_{f.total}} = \frac{Q_d}{Q_1 + Q_2} \quad (4.48)$$

$$K_{ft} = \frac{F_{ft}}{F_{f.total}} = \frac{Q_t}{Q_1 + Q_2} \quad (4.49)$$

$$K_{fs} = \frac{F_{fs}}{F_{f.total}} = \frac{Q_s}{Q_1 + Q_2} \quad (4.50)$$

$$K_{fd} + K_{ft} + K_{fs} = 1 \quad (4.51)$$

donde

K_{fd} = Representa el coeficiente entre la fuerza de frenado generada por el eje delantero del tractocamión y la fuerza total del conjunto en N,

K_{ft} = Representa el coeficiente entre la fuerza de frenado generada por el eje trasero del tractocamión y la fuerza total del conjunto en N

K_{fs} = Representa el coeficiente entre la fuerza de frenado generada por el eje del semirremolque y la fuerza total del conjunto en N,

$F_{f.total}$ = Representa la suma de las fuerzas de frenado generadas por el tractocamión y el semirremolque en N.

En la figura 16 se representan las fuerzas de frenado máximas aplicables en cada eje en función de la adherencia, para un vehículo articulado tractocamión-semirremolque en las siguientes condiciones de carga:

- Orden de marcha:

$Q_1=63.000$ N; $L=3,35$ m; $L_2=7,5$ m; $d_1=0,5$ m; $h_1=0,9$ m; $h_3=1,1$ m; $l_{1.om}=2,23$ m; $l_{2.om}=1,12$ m; $h_{2.om}=2,5$ m; $d_2=3,4$ m; $Q_{2.om}=63.000$ N.

- Plena carga:

$Q_1=63.000$ N; $L=3,35$ m; $L_2=7,5$ m; $d_1=0,5$ m; $h_1=0,9$ m; $h_3=1,1$ m; $l_{1.pc}=2,5$ m; $l_{2.pc}=0,85$ m; $h_{2.pc}=2,7$ m; $d_2=3,4$ m; $Q_{2.pc}=189.000$ N.

En la Figura 42 se observa que las fuerzas de frenado ideales a aplicar por el vehículo, son muy sensibles a la adherencia entre el neumático y el asfalto y al estado de carga. Esto hace muy recomendable el uso de sistemas antibloqueo, o en su defecto, compensadores de frenado.

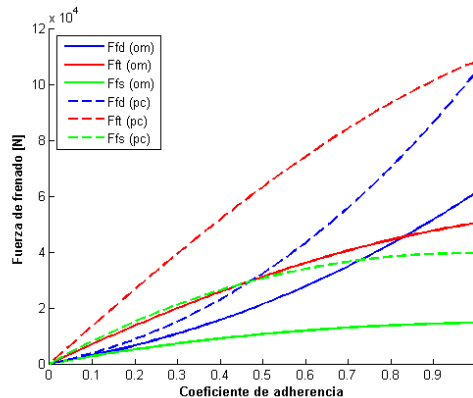


Figura 42: Variación ideal de la distribución de las fuerzas de frenado con la adherencia.

4.5.3 Combinación tractocamión-semirremolque

Existen miles de posibles combinaciones de unión entre distintos tractocamiones y semirremolques. Esto se debe a que hay cientos de diferentes marcas de

tractocamiones y un número similar de marcas de semirremolques y todas ellas deben de ser capaces de trabajar en combinación. En lo relativo al acoplamiento de los vehículos estos deben cumplir el Reglamento 55 [53], y del mismo modo, ambos deben cumplir una serie de requisitos referentes a la compatibilidad del frenado entre tractocamión y semirremolque marcados por el Reglamento 13 [29].

En Europa hay dos tipos sistemas de frenado en semirremolques ya sea mediante regulación electrónica (EBS, Electronic Braking System) o con regulación mecánica mediante la válvula ALB.

Para ambos sistemas el Reglamento 13 [29] establece que cualquier combinación entre tractocamión y semirremolque debe cumplir los requisitos de frenado y la compatibilidad entre ambos vehículos con el propósito de asegurar la posibilidad de que cualquier tractocamión pueda arrastrar cualquier semirremolque independientemente del sistema de frenado, marca o estado de carga.

En España, el Reglamento 13 [29] es obligatorio desde el 06/02/1989 para vehículos de categoría M, N y O; siendo anteriormente obligatorio la aplicación de la Directiva 70/320/CEE. Posteriormente se ha actualizado con nuevas revisiones al reglamento.

La compatibilidad de frenado entre tractocamiones y semirremolques tiene como objetivo evitar la presencia de fuerzas en el punto de acoplamiento de ambos vehículos. Estas fuerzas aparecerían si el tractocamión es capaz de desarrollar una mayor o menor deceleración que el semirremolque, o viceversa (Ver

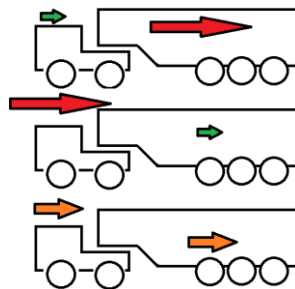


Figura 43: Necesidad de compatibilidad de frenado entre tractocamión y semirremolques.

4.6. Compatibilidad de frenado de semirremolques

En España, las combinaciones de tractocamiones y semirremolques pueden transportar una Masa Máxima Autorizada de Combinación (MMAC) de 40 toneladas. Recientemente, la normativa ha cambiado y se permiten combinaciones con una MMAC de hasta 65 toneladas en condiciones específicas.

En las uniones entre tractocamiones y semirremolques, la diferencia de peso entre un semirremolque completamente descargado y a plena carga puede ser más de 20 toneladas. Esta característica exige una correcta regulación del sistema de frenado en función del estado de carga que se transporte.

El Reglamento 13 [29] establece que cualquier combinación entre tractocamión y semirremolque debe cumplir los requisitos de compatibilidad de frenado en ambos vehículos para asegurar la intercambiabilidad entre distintos vehículos.

En caso de que no se cumpla este requisito de compatibilidad de frenado, podrían darse los siguientes efectos en caso de frenado de emergencia [54]:

- Pérdida de capacidad de frenado, necesitándose más espacio para detener el vehículo.
- Efecto tijera: El tractocamión y el semirremolque no permanecen alineados durante el frenado. Cuando el tractocamión es capaz de alcanzar una mayor deceleración que el semirremolque en asfalto resbaladizo o sin ABS las posibilidades de que aparezca el efecto tijera aumentan.
- Disminución de la vida útil del disco de freno o del tambor de freno.
- Desgaste prematuro o irregular del neumático.

Durante el diseño y la homologación de los semirremolques, el sistema de frenado es ensayado para asegurar que se cumple el requisito de compatibilidad de frenado, esto significa, que las fuerzas de frenado durante todo el rango de presión del sistema de frenos están comprendidas dentro del área sombreada mostrado en el diagrama en la Figura 44.

Existen infinitos diagramas: uno para cada vehículo y cada estado de carga. El diagrama que se muestra en la Figura 44 es la base para el posterior cálculo del resto de diagramas de compatibilidad de acuerdo al Reglamento 13 [29].

Si las fuerzas de frenado y la presión de control de freno obtenidas no se encuentran dentro del área sobrenada del diagrama, el vehículo no cumple con los requerimientos de compatibilidad y, por ende, este vehículo no debería circular acoplado a ningún otro.

Aunque, de acuerdo a la Directiva 2010/48/UE [1] no es necesario la revisión del cumplimiento del requisito de compatibilidad durante el ensayo ITV, aplicando el método “fBRAKE” que aquí se presenta se estaría verificando este requisito, lo que redundaría en una mejora de la seguridad del tráfico. El eje y del diagrama de compatibilidad del Reglamento 13 [29] muestra la eficacia de frenado referenciada a la MMTA del vehículo.

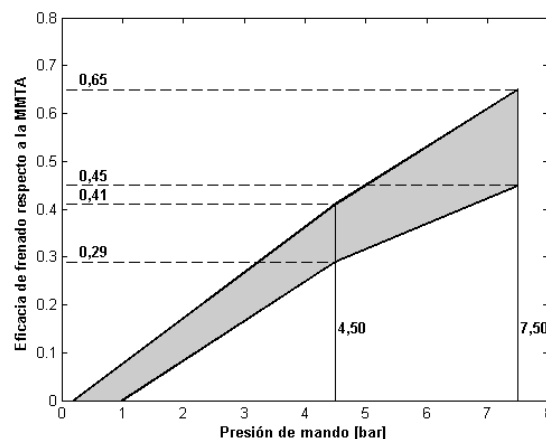


Figura 44: Diagrama base de compatibilidad de frenado para semirremolques. [29]

Para determinar los diagramas correspondientes a los dos estados de carga extremos (completamente descargado y a plena carga), los valores límite de las ordenadas (eje y) mostrados en el diagrama de la Figura 44 deben ser

multiplicados por los factores correctores K_v (para obtener el diagrama con el vehículo completamente descargado) y K_c (para obtener el diagrama a plena carga).

Estos factores correctores K_v y K_c y el resto de valores K intermedios son obtenidos usando el diagrama mostrado en la Figura 45.

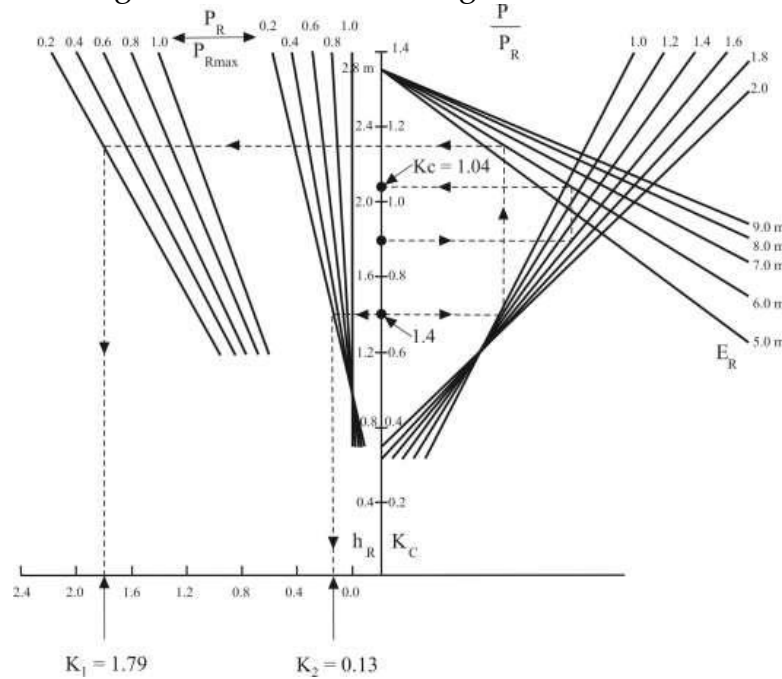


Figura 45: Método gráfico para calcular los factores correctores de los diagramas de compatibilidad de frenado. [29]

Estos valores K podrían ser también calculados utilizando la Ec. (4.52) [29].

$$K = \left[1,7 - \frac{0,7Q_R}{Q_{Rmax}} \right] \left[1,35 - \frac{0,96}{E_R} \left(1,0 + (h_R - 1,2) \frac{Q}{Q_R} \right) \right] - \left[1,0 - \frac{Q_R}{Q_{Rmax}} \right] \left[\frac{h_R - 1,0}{2,5} \right] \quad (4.52)$$

donde

Q_R = Representa el peso sobre las ruedas del semirremolque en N,

Q_{Rmax} = Representa la suma de las MMTA de los ejes del semirremolque en N,

E_R = Representa la distancia entre el kingpin y el centro del eje/s del semirremolque en m,

h_R = Representa la altura del centro de gravedad del semirremolque en m,

Q = Representa el peso total (incluyendo carga sobre el kingpin) del vehículo en N.

Una vez calculados estos valores K_v y K_c y multiplicados por las ordenadas (eje y) del diagrama de la Figura 17 se obtienen dos diagramas que representan la compatibilidad entre el tractocamión y el semirremolque vacío y a plena carga (Ver Figura 46). Existen infinitos diagramas intermedios entre estos dos diagramas obtenidos dependiendo del estado de carga del semirremolque. Sin embargo, estos diagramas intermedios carecen de interés en esta tesis doctoral, ya

que el objetivo final de esta tesis doctoral es el obtener las fuerzas de frenado máximas que el vehículo es capaz de generar para, posteriormente, obtener la eficacia de frenado. Estas fuerzas de frenado máximas se obtendrían ensayando el vehículo a plena carga según se explica en la sección 1.1.

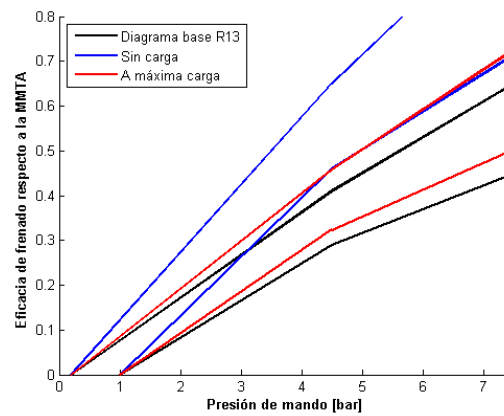


Figura 46: Curvas de compatibilidad de frenado entre tractocamión y semirremolque en vacío y a plena carga.

Conforme aumenta la fuerza de frenado sobre el pedal de freno, la presión en el circuito de frenado aumenta haciendo que las fuerzas de frenado sobre las ruedas sean mayores. Sin embargo, estas fuerzas de frenado deben permanecer siempre dentro del pasillo dado por el diagrama de compatibilidad que le corresponda para cada estado de carga, asegurando así una correcta compatibilidad entre el tractocamión y el semirremolque.

4.7. Compatibilidad de frenado de remolques

El Reglamento 13 [29] también establece un diagrama de compatibilidad de frenado que se debe cumplir para combinaciones entre vehículos tractores y remolques. Este diagrama se utiliza para todo tipo de remolques con la excepción de los semirremolques que tienen un diagrama propio (Ver sección 4.6).

En la Figura 47 se muestra la curva de compatibilidad para remolques.

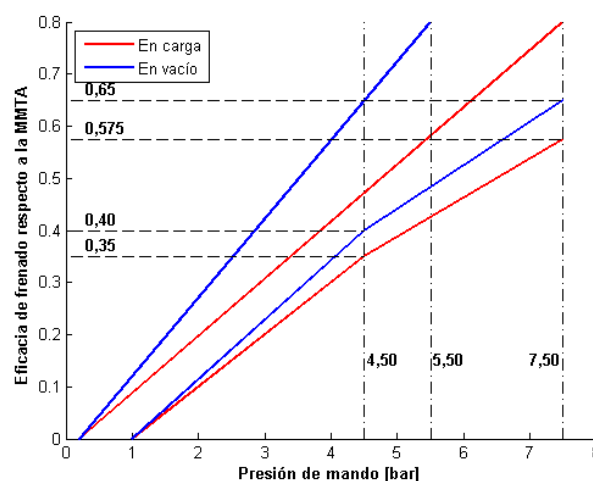


Figura 47: Diagrama base de compatibilidad de frenado para remolques. [29]

Al igual que ocurre en el diagrama de compatibilidad de semirremolques, este diagrama se utiliza durante el diseño y la homologación de los remolques para asegurar que se cumple el requisito de compatibilidad de frenado. Este diagrama se aplica para remolques independientemente del número de ejes y de su distribución (remolques de ejes centrales y remolques de ejes independientes).

Del mismo modo, la Directiva 2010/48/UE [1] no exige la revisión del cumplimiento del requisito de compatibilidad durante el ensayo ITV. El eje y del diagrama de compatibilidad del Reglamento 13 [29] muestra la eficacia de frenado referenciada a la MMTA del vehículo.

Existen infinitos diagramas: uno para cada vehículo y cada estado de carga. En la Figura 47 se muestran los diagramas límites que aparecen en el Reglamento 13 [29]: uno a plena carga y otro con el remolque vacío. No obstante, el Reglamento 13 [29] indica que *“las relaciones exigidas por este diagrama deberán aplicarse progresivamente a los estados intermedios de carga, desde el estado con carga hasta el estado sin carga, y obtenerse por medios automáticos”*. En el caso de los remolques, el Reglamento 13 [29] no establece unos factores correctores (como sí hace en los remolques). El método *“fBRAKE”* calcula los factores correctores de los infinitos diagramas dependiendo de la carga del vehículo según se explica en la sección 5.4.

4.8. Compatibilidad de frenado de tractocamiones

En el caso de tractocamiones (*“Automóvil para realizar principalmente el arrastre de un semirremolque [35]”*), el Reglamento 13 [29] establece también un diagrama de compatibilidad de frenado propio para estos vehículos.

En la Figura 48 se muestra la curva de compatibilidad para remolques.

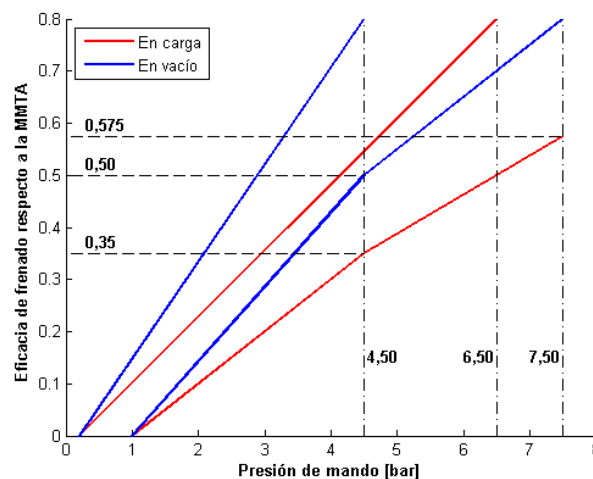


Figura 48: Diagrama base de compatibilidad de frenado para tractocamiones. [29]

Este diagrama también es utilizado en el diseño y la homologación de los tractocamiones y tampoco se exige por la Directiva 2010/48/UE [1] durante la inspección técnica.

Igualmente, existen infinitos diagramas: uno para cada vehículo y cada estado de carga. En la Figura 48Figura 47 se muestran los diagramas límites que aparecen en el Reglamento 13 [29]: uno a plena carga y otro con el remolque vacío. No obstante, el Reglamento 13 indica que *“las relaciones exigidas por este diagrama deberán aplicarse progresivamente a los estados intermedios de carga, desde el estado con carga hasta el estado sin carga, y obtenerse por medios automáticos [29]”*. En el caso de los tractocamiones, el Reglamento 13 [29] no establece unos factores correctores (como sí hace en los remolques). El método *“fBRAKE”* calcula los factores correctores de los infinitos diagramas dependiendo de la carga del vehículo según se explica en la sección 5.5.

4.9. Optimización del frenado. Componentes del sistema.

Según se indica en la sección 4.2.1 los sistemas de frenado se pueden clasificar en:

- Freno neumático
- Freno hidroneumático
- Freno hidráulico

A continuación, se comienza describiendo el sistema de frenado hidráulico, sección 1, al ser el sistema más sencillo desde el punto de vista de componentes, para pasar a describir el sistema de frenado neumático en vehículos a motor sección 4.9.2 y en remolques sección 4.9.3, siendo este el más extendido en vehículos pesados.

Posteriormente se describe brevemente el sistema de frenado hidroneumático.

4.9.1 Componentes del sistema de frenado hidráulico

El sistema de frenado hidráulico, está presente en la práctica totalidad de los vehículos automóviles de MMA menor a 3.500 kg. En este sistema se ha conseguido aumentar la fuerza de frenado mediante la utilización del servofreno. Sin embargo, no es capaz de aportar la gran cantidad de fuerza de frenado que requiere un vehículo pesado para ser detenido, ya que la multiplicación de la fuerza realizada por el conductor sobre el pedal es menor que en otros sistemas tales como el neumático que se muestra en la sección 4.9.2

Por ello, en vehículos industriales, solo se utiliza en pequeñas furgonetas, las cuales se derivan precisamente de modelos automóviles no industriales.

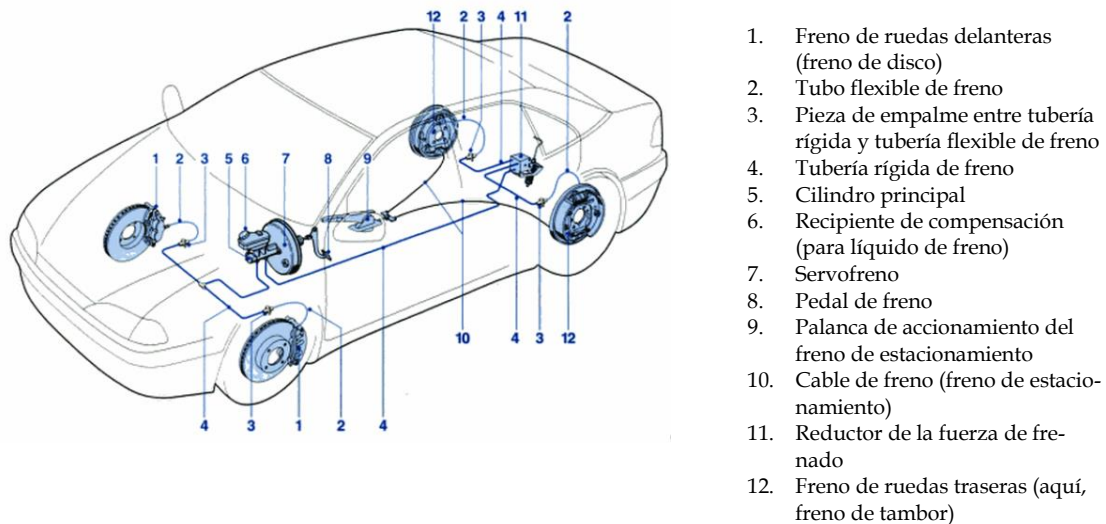


Figura 49: Esquema de los componentes fundamentales del sistema de frenado hidráulico. [55]

En la Figura 49 se muestra un esquema de los componentes fundamentales del sistema de frenado y su posición en el mismo.

A continuación, se describen los brevemente componentes fundamentales del sistema de frenado hidráulico utilizado en vehículos, para posteriormente analizar el funcionamiento de este sistema de frenado.

4.9.1.1 Pedal de freno

El pedal de freno, situado entre el pedal del embrague y el acelerador en los vehículos con caja de cambios manual y a la izquierda del acelerador en el caso de vehículos con caja de cambios automática, es el elemento del sistema de frenado sobre el cual actúa el conductor cuando desea frenar (véase Figura 50).

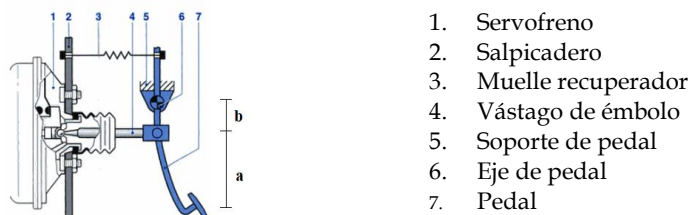


Figura 50: Pedal de freno. [55] adaptado

Gracias a sus características geométricas (relación entre la cota *a* y *b*), el pedal de freno es capaz de multiplicar la fuerza de frenado que ejerce el conductor aproximadamente unas 3 veces, aumentando así la fuerza de accionamiento que recibe el sistema de frenado.

4.9.1.2 Servofreno

El sistema de freno hidráulico, a pesar de la enorme fuerza que logra trasladar a las pastillas/zapatillas de los frenos, requiere por parte del conductor un considerable esfuerzo físico, muy lejos de la suavidad que se obtiene con el sistema de

frenos neumático. En consecuencia, se han fabricado sistemas cuya misión es multiplicar la fuerza ejercida por el conductor. En los sistemas de frenado hidráulicos, generalmente se incorporan en el circuito uno o más servofrenos.

No obstante, las ventajas del servofreno no son exclusivamente el poder realizar una presión mayor sobre el circuito hidráulico, consiguiendo con ello una mayor presión sobre los pistones de las pinzas, con un menor esfuerzo sobre el pedal de freno. Esto podría conseguirse variando los diámetros de los pistones del cilindro maestro (hacerlos más grandes), de acuerdo con las leyes de la prensa hidráulica.

La mayor eficacia proporcionada por el servofreno se encuentra en la modulación que se puede realizar por el pie del conductor sobre el pedal, de forma que se consigue unas frenadas con muchos matices de presión, para reducir la velocidad o con una intención de detención rápida y enérgica. En un equipo dotado de servofreno, el conductor puede modular la presión, en caso de una frenada de emergencia, con la misma o mayor seguridad que lo hace un sofisticado sistema ABS (siempre y cuando se trate de un conductor experto).

Los servofrenos actuales más corrientes son aquellos que actúan por vacío. En los motores de explosión, estos sistemas aprovechan la depresión creada en el colector de admisión cuando se retira el pie del acelerador. En los motores Diésel, esta depresión se consigue gracias a una bomba de vacío.

Gracias a este vacío, se consigue que la presión en el lado del diafragma más próximo al cilindro maestro (lado izquierdo del diafragma en la Figura 51) sea superior a la existente en el lado del diafragma más próximo al pedal (derecha en la Figura 51), donde durante la frenada existe la presión atmosférica. Generalmente se obtienen diferencias de presión de aproximadamente 0,7 bares.

Esta diferencia de presiones consigue aumentar la fuerza de frenado aplicada sobre el cilindro maestro, como se ha explicado anteriormente.

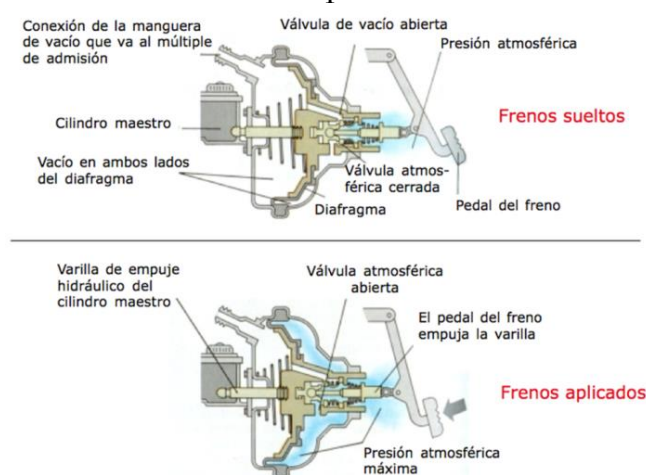


Figura 51: Servofreno del sistema de frenado hidráulico.

4.9.1.3 Cilindro maestro con depósito de líquido

El cilindro maestro es el dispositivo principal en un sistema de frenado hidráulico. Gracias a este dispositivo se consigue presión hidráulica en todo el sistema de frenado.

El cilindro maestro está alimentado de fluido hidráulico a través del depósito de líquido de frenos. Cuando el pedal es accionado, mueve el pistón hacia la izquierda de la Figura 52 se genera un aumento de presión en el circuito hidráulico.

Dado que los frenos modernos deben tener un circuito hidráulico doble por seguridad, el tipo de bomba de freno que se utiliza es tipo tándem, consiguiendo así dos circuitos independientes. El nombre de tándem se debe a la disposición en serie de los dos depósitos de líquido hidráulico, uno para cada circuito.

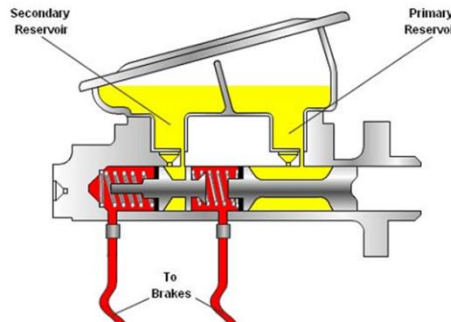


Figura 52: Cilindro maestro del sistema de frenado hidráulico.

4.9.1.4 Válvulas limitadoras/compensadoras

La válvula limitadora trata de impedir el bloqueo de las ruedas traseras en el caso de una frenada importante o de emergencia.

La función que debe realizar es conseguir un aumento controlado de la presión de frenado enviado a los frenos traseros.

Se considera que una frenada importante genera una presión del pie también importante sobre el pedal. Tal frenada lleva a transferir una importante cantidad de peso de la parte trasera del vehículo hacia la delantera, de modo que es conveniente que la presión alcanzada en los bombines del freno delantero sea superior a la presión alcanzada en los bombines del freno trasero sea superior a la que, en las mismas circunstancias, debe provocarse en las ruedas traseras. En estas condiciones es cuando comienza a actuar la válvula limitadora.

Estas válvulas pueden muestrear el estado de carga del vehículo midiendo la distancia existente entre el chasis y el eje del camión, ya que esta disminuye cuando se carga el vehículo (para vehículos con suspensión mecánica) o bien midiendo la presión del sistema de suspensión (para vehículos con suspensión neumática).

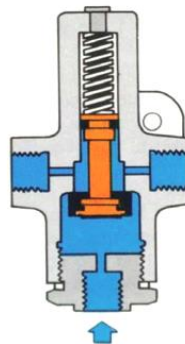


Figura 53: Válvula de combinación en el sistema de frenado hidráulico.

4.9.1.5 Mangueras

Las mangueras son el dispositivo utilizado para la distribución del fluido hidráulico a presión por todo el circuito de frenado, esto es, desde el cilindro maestro a la válvula reguladora y de la válvula reguladora a los dispositivos accionadores de las pastillas o zapatas.



Figura 54: Manguera de líquido de frenos en el sistema de frenado hidráulico.

Según la norma SAE J1401 las mangueras deben llevar un tubo interno especialmente diseñado para líquido de frenos, refuerzos interiores de doble trenzado en filamentos modernos de alta tenacidad, capaces de soportar presiones de hasta 800 bares y capa de hule externo resistente a los rayos ultravioleta del sol de baja expansión volumétrica, evitando que se hinchen bajo cualquier circunstancia de trabajo.

4.9.1.6 Funcionamiento del sistema de frenado hidráulico

El funcionamiento del sistema de frenado hidráulico se basa en la incompresibilidad del aceite. Gracias al esfuerzo del conductor sobre el pedal se genera una fuerza (superior a la generada por el conductor) que se transmite a la varilla de entrada cilindro maestro. Además, esta fuerza de frenado aplicada en la varilla de entrada del cilindro maestro se ve aumentada gracias a la presencia del servofreno.

Posteriormente, esta fuerza se convierte en presión en el circuito hidráulico. Esta presión, regulada por las válvulas limitadoras o compensadoras se transmite mediante las mangueras a los dispositivos de frenado (pastillas o zapatas) mediante el líquido hidráulico, consiguiendo con ello que el vehículo frene.

4.9.2 Componentes del sistema de frenado neumático en un vehículo a motor

En la Figura 55 se muestra el esquema del circuito neumático de un vehículo a motor con capacidad para ser acoplados a un remolque.

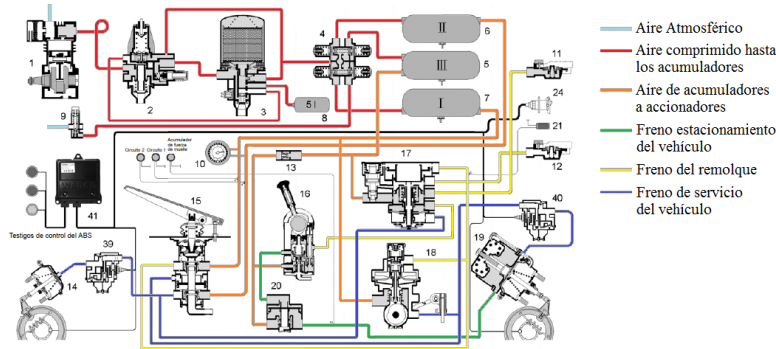


Figura 55: Esquema del circuito neumático del sistema de frenado de un vehículo a motor con remolque. [47] adaptado

En primer lugar, el sistema de frenado se inicia con un compresor **1** que absorbe aire de la atmósfera y lo comprime. Posteriormente este aire es enviado a la válvula de regulación de presión **2** para conseguir una presión del circuito comprendida entre unos valores requeridos y después al secador de aire **3** donde se elimina el vapor de agua en suspensión en el aire comprimido. Acoplado al secador de aire existe un acumulador secundario **8** que es necesario para el funcionamiento del secador.

Una vez adecuado el aire comprimido a las necesidades este es enviado a los acumuladores **5**, **6** y **7** no sin antes pasar por la válvula de cuádruple protección **4**. En el circuito de la figura existen tres acumuladores, uno para un primer circuito de frenado, otro para un segundo circuito de frenado y un tercero para el circuito de frenado del remolque y accesorios como el freno de estacionamiento.

Se aprecia como acoplado a la válvula de cuádruple protección se instala una válvula de seguridad **9**, la cual es capaz de evacuar el aire comprimido en el caso de que la presión en el circuito supere un valor máximo de seguridad.

En el circuito que une los acumuladores con los accionadores neumáticos tales como la válvula del freno de pedal **15** y la válvula del freno de estacionamiento **16** se instalan otros accesorios tales como la válvula de retención **13** y un manómetro **10**.

Una vez el conductor acciona la válvula del freno de pedal **15** el aire comprimido se dirige a las electroválvulas del ABS **39** y **40** pasando también por la válvula de control del remolque **18** y por el regulador automático de la fuerza de frenado en función de la carga **17**. Después de pasar por las electroválvulas del ABS el fluido neumático se dirige hacia los actuadores de frenado **14** y **19**.

Por otro lado, un tercer circuito que sale de la válvula del freno de pedal, correspondiente al sistema de frenado del remolque, finaliza en los cabezales de acoplamiento **11** y **12** tras pasar por la válvula de control del remolque y por el regulador de la fuerza de frenado en función de la carga (ALB).

Por último, en la Figura 55 se aprecia el circuito de estacionamiento que sale de la válvula del freno de estacionamiento, pasando por la válvula relé **20** y que acaba en el actuador de frenado de doble efecto **19**.

A continuación, se describen cada uno de los elementos que componen el sistema de frenos que se acaba de describir.

4.9.2.1 Compresor neumático

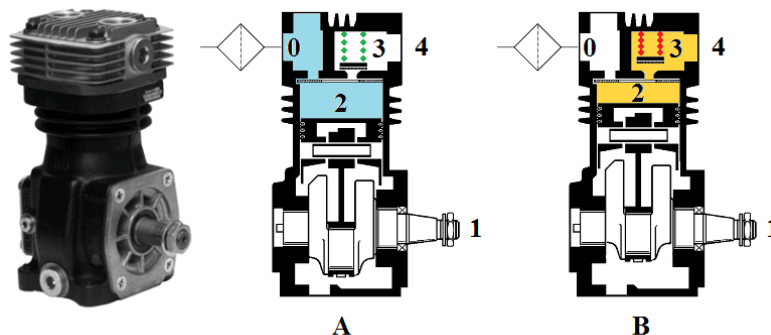


Figura 56: Compresor neumático aspirando aire (A) y expulsando aire comprimido (B). [47] adaptado

El compresor es el componente principal del sistema de frenado y es el primer elemento que lo compone. Acoplado al motor del vehículo mediante un sistema de correa y poleas, este recibe el movimiento a través del cigüeñal **1** en la Figura 56. En su movimiento de descenso, el conjunto biela-pistón absorbe aire a través del orificio de entrada **0** en la Figura 56 hasta la cámara de compresión **2** en la Figura 56. Este aire proviene del filtro del aire del motor del vehículo.

En el momento en el que el pistón comienza a ascender por el cilindro, la válvula que permite la entrada de aire a la cámara de compresión se cierra, aumentando con ello la presión en la misma. Una vez se alcanza la presión de abertura de la válvula de descarga **3** en la Figura 56, el aire comprimido es liberado del compresor mediante el orificio de salida **4** en la Figura 56.

Generalmente, la refrigeración del compresor es mediante aire, habiendo modelos de compresores en los que la culata se refrigera mediante líquido. Como comprobaciones de mantenimiento se debe comprobar el tiempo que tarda en llenar los depósitos de aire comprimido del vehículo, siendo necesaria su reparación o sustitución en caso de que este tiempo sea superior a lo indicado por el fabricante.

4.9.2.2 Válvula reguladora de presión

La válvula reguladora de presión es el segundo elemento presente en un sistema neumático de frenado y su misión es la de mantener el valor de presión del aire entre un valor máximo, llamado presión de desconexión que toma generalmente un valor aproximado de unos 8'10 bar y un valor mínimo, llamado presión de conexión que toma generalmente un valor aproximado de unos 7'10 bar.

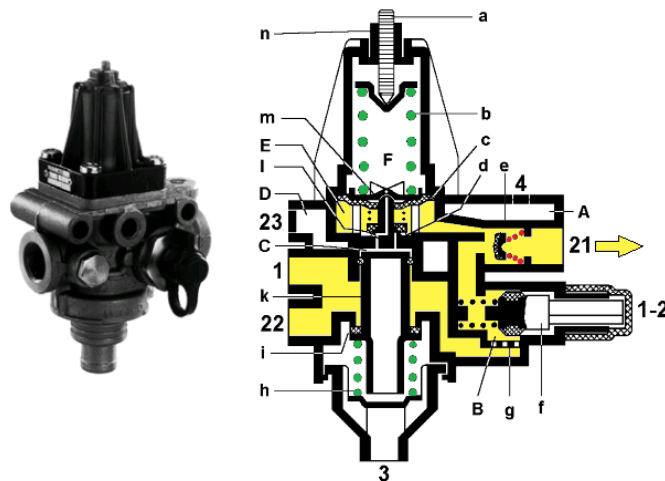


Figura 57: Válvula reguladora de presión trabajando en un valor de presión intermedio de su rango de regulación. [47] adaptado

Cuando la válvula trabaja en un valor de presión intermedio de su rango de regulación, el aire comprimido proveniente del compresor entra a la válvula a través del orificio en entrada **1** en la Figura 57. Posteriormente, llega hasta la cámara **B** a través del filtro **g** en la Figura 57. Gracias a su presión, el aire comprimido es capaz de vencer la fuerza del resorte de la válvula de retención **e** en la Figura 57 haciendo que el aire salga por el orificio de salida **21** hasta los depósitos de aire y hasta la cámara **E** en la Figura 57. Como se muestra a continuación, el aire presente en la cámara **E** es de suma importancia para la regulación de la presión en la válvula.

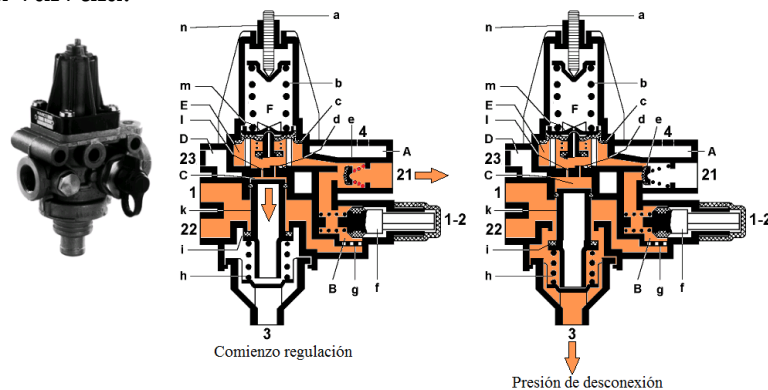


Figura 58: Válvula reguladora de presión trabajando a una presión de desconexión. [47] adaptado

Cuando la presión en la cámara **E** es tal que la presión sobre la membrana **c** en la Figura 58 es capaz de vencer la fuerza del resorte **b**, la membrana arrastra al pistón **m** cerrando la salida **1** y abriendo la entrada **d**, permitiendo la entrada de aire comprimido a la cámara **C** proveniente de la cámara **E**. La fuerza de precarga del resorte **b** es regulable mediante el tornillo **a**

Cuando este aire comprimido presente en la cámara **C** es capaz de mover el pistón **k** en dirección hacia el orificio de descarga **3** en la Figura 58, el orificio **i** se abre y el aire comprimido impulsado por el compresor es expulsado del circuito neumático por el orificio **3** haciendo que el compresor trabaje sin carga. Además, debido a la caída de presión en la cámara **B**, la válvula de retención **e** vuelve a su

estado de reposo, cerrando el orificio de salida hacia los depósitos **21** y quedando por lo tanto asegurada la presión en el sistema de frenado.

A partir de este momento, el compresor continúa trabajado en vacío hasta que la presión en el circuito que une el compresor con la válvula de regulación desciende hasta la presión de conexión. Una vez se alcanza esta presión de conexión, la fuerza sobre la membrana **c** debido a la presión en la cámara **E** no es capaz de vencer la fuerza de precarga del resorte **b**, haciendo que la entrada **d** se cierre y la salida **l** se abra. Con ello se consigue que el aire de la cámara **C** pase a la cámara **F** y posteriormente se expulse al exterior mediante el escape **4**. Al no existir suficiente presión en la cámara **C**, el resorte de compresión **h** es capaz de descomprimirse arrastrando al pistón **k**, y por lo tanto, cerrando el orificio **i**.

Una vez en esta situación, la válvula de regulación comienza a trabajar en un valor de presión intermedio de su rango de regulación según se explica al inicio de esta sección hasta volver a alcanzar la presión de desconexión, repitiendo el ciclo continuamente.

4.9.2.3 Secador de aire

Una vez regulada la presión del aire, es necesario eliminar el vapor de agua contenida en el aire comprimido para evitar problemas de bajada de rendimiento del sistema de frenos y de deterioro prematuro del mismo.

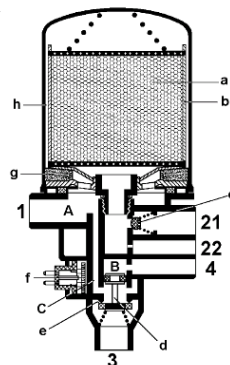


Figura 59: Secador de aire. [47] adaptado

El proceso de secado se realiza mediante adsorción con regeneración a temperatura ambiente. Para ello se hace pasar el aire comprimido por un medio adsorbente

4.9.2.4 Válvula de cuádruple protección

La válvula de cuádruple protección asegura que, en caso de que se haya producido alguna fuga en uno o varios de los circuitos neumáticos, se mantenga una presión neumática mínima en los circuitos de freno intactos.

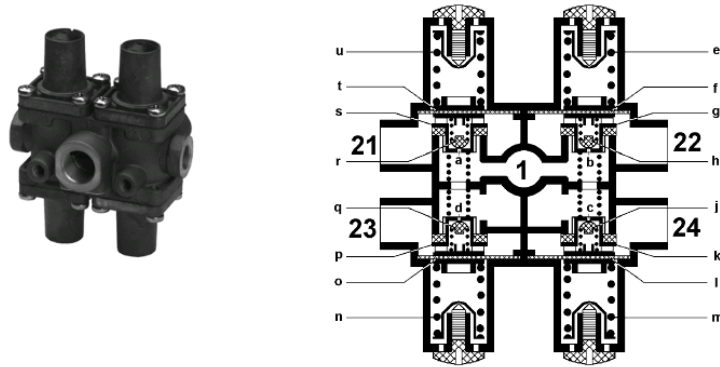


Figura 60: Válvula de cuádruple protección. [47] adaptado

Cuando se produce una fuga o rotura en cualquiera de los circuitos, esta válvula garantiza que en el resto de circuitos neumáticos no averiados, la presión sea suficiente para poder detener el vehículo en condiciones de seguridad, evitando una pérdida total de la presión neumática en caso de fuga en algún circuito.

4.9.2.5 Válvula de seguridad

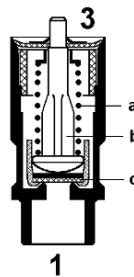


Figura 61: Válvula de seguridad. [47] adaptado

La válvula de seguridad se conecta al circuito neumático y su finalidad es la de liberar aire a la atmósfera en caso de que la válvula de regulación falle y se supere la presión de desconexión en el circuito. Normalmente está tarada para abrirse 1 bar por encima de la presión de desconexión.

Su funcionamiento consiste en conectar el sistema de frenado al punto **1** de la Figura 61. Cuando la presión en este punto es tal que la fuerza sobre la superficie **c** vence la precarga del resorte **a** el vástago **b** se desplaza abriendo la salida de aire **3**.

4.9.2.6 Acumuladores

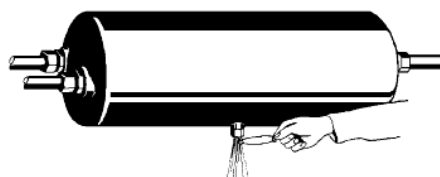


Figura 62: Acumuladores. [47] adaptado

Los acumuladores son los encargados de almacenar la energía neumática. Normalmente el volumen del acumulador es 20 veces mayor que los actuadores a los que alimenta por razones de seguridad.

Los acumuladores principales se sitúan después de la válvula de cuádruple protección. Los acumuladores equipan válvulas de purga para eliminar la humedad que queda dentro de los acumuladores. Esta válvula puede ser automática o manual. Después de este acumulador se encuentra la válvula unidireccional.

Como medida de mantenimiento, se debe comprobar de manera periódica el correcto funcionamiento de la válvula de purga.

4.9.2.7 Válvula de retención

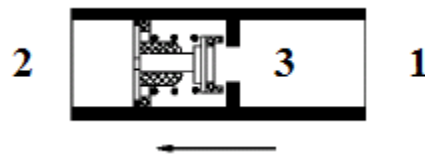


Figura 63: Válvula de retención. [47] adaptado

Las válvulas de retención se instalan después de los acumuladores y tienen como finalidad el asegurar la presión del circuito de frenados aguas arriba de la válvula de retención en caso de que la presión aguas abajo descienda.

Su funcionamiento consiste en conectar el sistema de frenado al punto 1 de la Figura 63. Cuando la presión en este punto es superior a la presión en el punto 2 la válvula se abre y el aire fluye a través del orificio 3. En caso de que la presión en el punto 2 sea superior a la presión en el punto 1 la válvula se cierra impidiendo que el aire fluya en esta dirección.

4.9.2.8 Válvula del freno de pedal

Esta válvula consigue que el frenado del vehículo sea progresivo y regulable por el conductor en función de la presión ejercida sobre la válvula. Dependiendo de la presión ejercida por el conductor, la válvula de pedal permite el paso de una mayor o menor cantidad de aire comprimido.

El pedal suministra aire comprimido a los dos circuitos de frenado independientes.

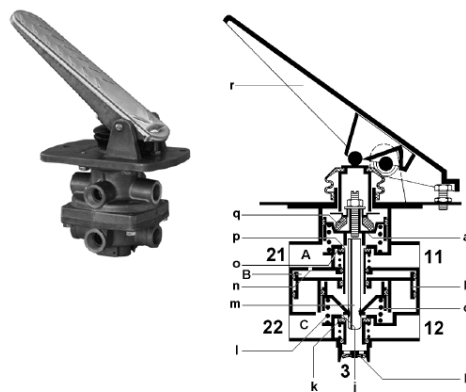


Figura 64: Válvula del freno de pedal. [47] adaptado

Mediante la aplicación de fuerza sobre el pedal *r* se acciona el vástago *a* que permite que una mayor o menor cantidad de aire comprimido presente en el orificio de entrada **11** pase hasta el orificio de salida **21** en función de la fuerza realizada. Análogamente, el aire presente en el orificio **12** el cual fluye hasta el orificio **22** al mismo tiempo.

Además, las características de esta válvula garantizan que, en caso de fuga en un circuito, el otro circuito pueda ser accionado con normalidad. En caso de que el vehículo tenga tomas de remolque, es esta misma válvula la que controla el caudal de aire comprimido que es enviado al remolque mediante uno de los dos circuitos explicados anteriormente.

4.9.2.9 Válvula del freno de estacionamiento

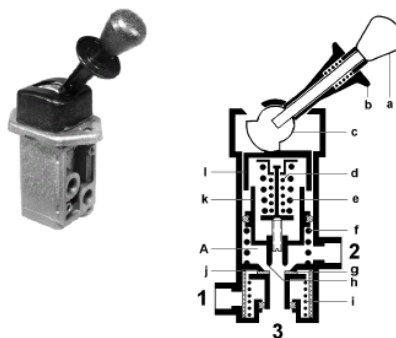


Figura 65: Válvula del freno de estacionamiento. [47] adaptado

La válvula del freno de estacionamiento se alimenta desde la válvula protectora de 4 circuitos y su finalidad es la de asegurar el estacionamiento del vehículo además de ser utilizada en caso de emergencia. Esta palanca tiene dos posiciones, una de ellas para permitir el flujo de aire desde los acumuladores a los actuadores de los frenos y otra de ellas para liberar el aire acumulado en las cámaras de freno de los actuadores de doble efecto (sección 4.9.2.16) haciendo que el vehículo quede frenado permanentemente.

4.9.2.10 Válvula relé

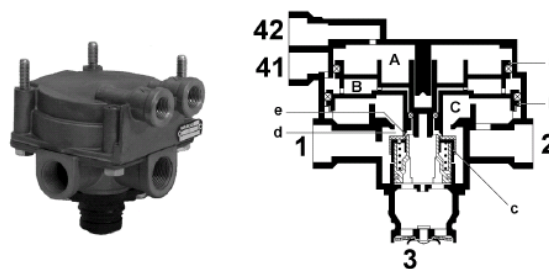


Figura 66: Válvula relé. [47] adaptado

La válvula de relé se instala próxima a los actuadores de freno y está conectada con la válvula del freno de pedal y la válvula del freno de estacionamiento. Tiene como objetivo reducir el tiempo de accionamiento de las cámaras de frenado y reducir el tiempo de descarga de las cámaras.

Al mismo tiempo evita que, en caso de aplicación al mismo tiempo de las válvulas de freno de pedal y de la válvula del freno de estacionamiento, ambas presiones neumáticas se sumen pudiendo dañar los actuadores de freno.

4.9.2.11 Válvula de control del remolque

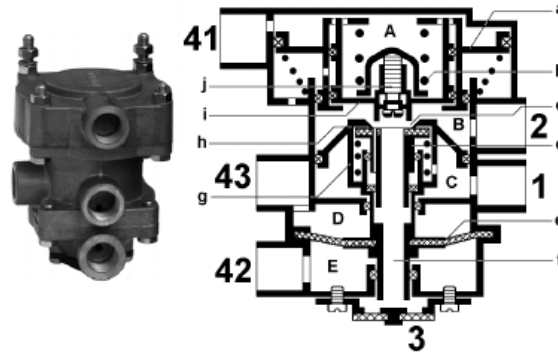


Figura 67: Válvula de control del remolque. [47] adaptado

La válvula de control del remolque se instala aguas abajo del freno de pedal y de la válvula del freno de estacionamiento.

Sirve para controlar el sistema de frenos del remolque considerando que al remolque le puede llegar aire comprimido desde la válvula del freno de pedal o desde la válvula del freno de estacionamiento. La presencia de esta válvula logra disminuir el tiempo de llenado de las cámaras de freno al estar conectado directamente a los acumuladores.

4.9.2.12 Regulador automático de la fuerza de frenado en función de la carga

El regulador automático de la fuerza de frenado en función de la carga se sitúa entre la válvula de control del remolque y las electroválvulas del ABS. Su función consiste en estimar el estado de carga del vehículo y regular la presión de frenado que llega a las ruedas, disminuyéndola en caso de que el vehículo circule con poca carga o permitiendo aplicar la máxima fuerza de frenado en caso de que el vehículo circule a plena carga. Con ello se consigue que el vehículo no bloquee los neumáticos de manera anticipada y se evita que el ABS entre en funcionamiento en situaciones que no sean de emergencia o en condiciones de circulación desfavorables.

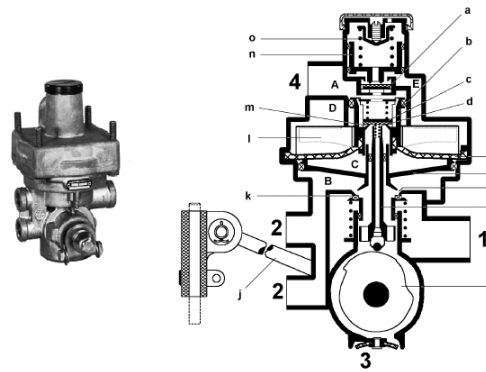


Figura 68: Regulador automático de la fuerza de frenado en función de la carga. [47] adaptado

Para la estimación de la fuerza de frenado en vehículos con sistema de suspensión mecánica, el regulador automático de la fuerza de frenado en función de la carga mide la distancia entre un punto fijo de la carrocería y la suspensión mediante una varilla que conecta ambas (Ver Figura 69). Estas válvulas reciben el nombre de válvulas ALB por sus siglas en alemán

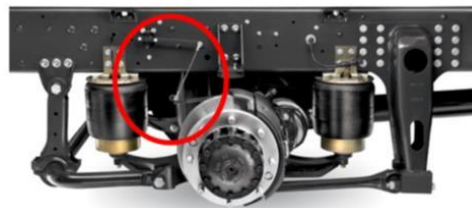


Figura 69: Montaje de la válvula ALB en vehículos que equipan suspensiones mecánicas. [56] adaptado

Dependiendo de la distancia, la varilla girará más o menos haciendo que a la válvula ajuste su posición (Ver Figura 70).

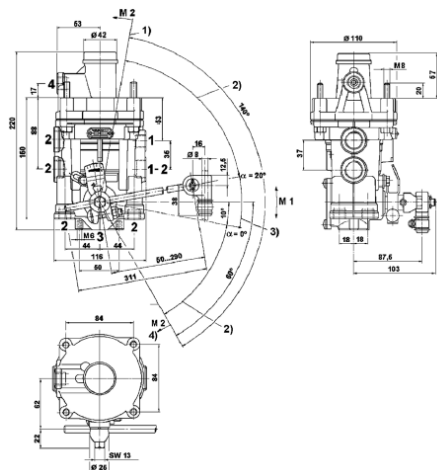


Figura 70: Esquema de la válvula sensible a la carga utilizada en sistemas de frenado neumático. [57]

Dependiendo del ángulo girado por la varilla, la válvula modula la presión a la salida de la misma reduciendo la presión en el caso de que el vehículo circule vacío (Ver Figura 71).

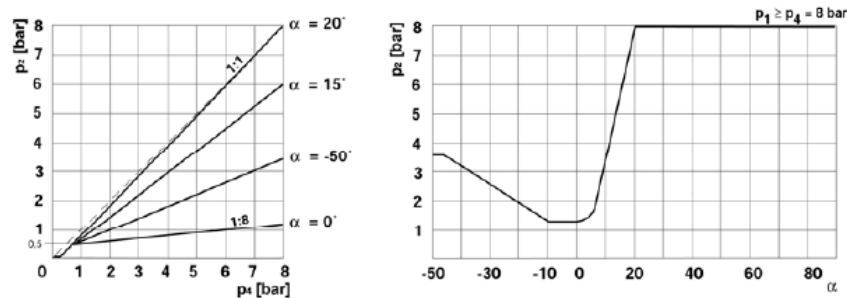


Figura 71: Modelo de comportamiento de la válvula sensible a la carga. [57]

En vehículos con sistema de suspensión neumática, la estimación del estado de carga se obtiene mediante información del sistema neumático y del EBS. Al circular el vehículo a mayor carga, la suspensión neumática aplica una mayor presión a las balonas neumáticas para mantener la altura del vehículo. Generalmente, el módulo de control de la suspensión neumática y el de regulación de la fuerza de frenado suelen estar integrados.

4.9.2.13 Módulo de control del ABS

El módulo de control del ABS es la central de procesamiento electrónica que controla la entrada en funcionamiento del sistema ABS teniendo en cuenta señales de velocidad de giro de los neumáticos provenientes de distintos sensores.

4.9.2.14 Electroválvula del ABS

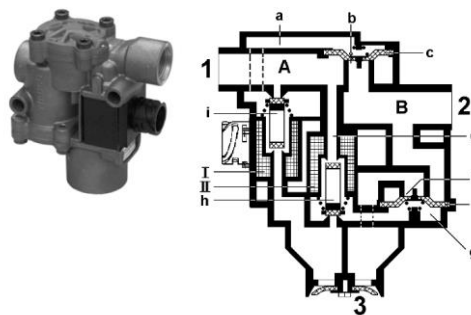


Figura 72: Electroválvula del ABS. [47] adaptado

Las electroválvulas del ABS están situadas antes de los actuadores de frenado y su finalidad es la de aumentar, reducir o mantener la presión neumática en los cilindros de frenado durante la frenada para evitar que los ejes se bloqueen. Están controladas por el módulo de control del ABS.

4.9.2.15 Actuadores de frenado simples

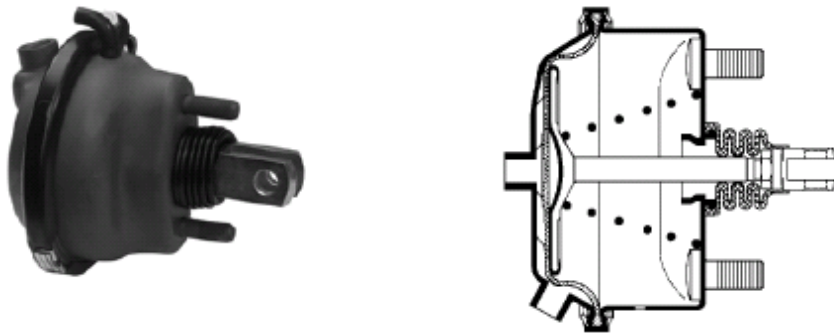


Figura 73: Actuadores de frenado simples. [47] adaptado

Situados en las ruedas del vehículo ejercen la función de freno de servicio. Al extenderse el émbolo debido a la entrada de aire por el orificio de entrada del actuador, se acciona el sistema de frenado (pastillas o zapatas) logrando el frenado del vehículo.

4.9.2.16 Actuadores de frenado de doble efecto

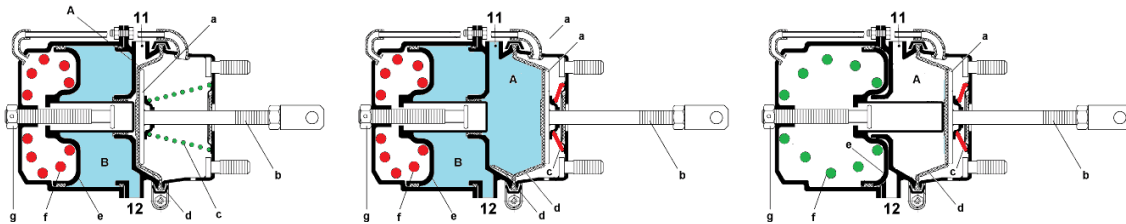


Figura 74: Actuadores de doble efecto: Freno de servicio y Freno de estacionamiento. [57] adaptado

Situados en las ruedas del vehículo ejercen la función de freno de servicio y freno de estacionamiento según se explica en la sección 4.2.1.

Al extenderse el émbolo debido a la entrada de aire por el orificio de entrada del actuador, se acciona el sistema de frenado de servicio (pastillas o zapatas) logrando el frenado del vehículo. Para accionar el freno de estacionamiento se evacúa el aire alujado en la cámara central logrando con ello que el émbolo se extienda debido a la fuerza del resorte *f*.

4.9.2.17 Cabezales de acoplamiento del remolque

Los cabezales de acoplamiento del remolque sirven como unión del sistema de frenos neumático del camión o del tractocamión del semirremolque con el sistema de frenos del vehículo remolcado.



Figura 75: Cabezales de acoplamiento del remolque. [47] adaptado

4.9.3 Componentes del sistema de frenado neumático en un remolque o semirremolque

En la Figura 76 se muestra el esquema del circuito neumático de un remolque. El circuito neumático de los semirremolques no se estudia por separado porque comparte componentes con el circuito neumático de los remolques.

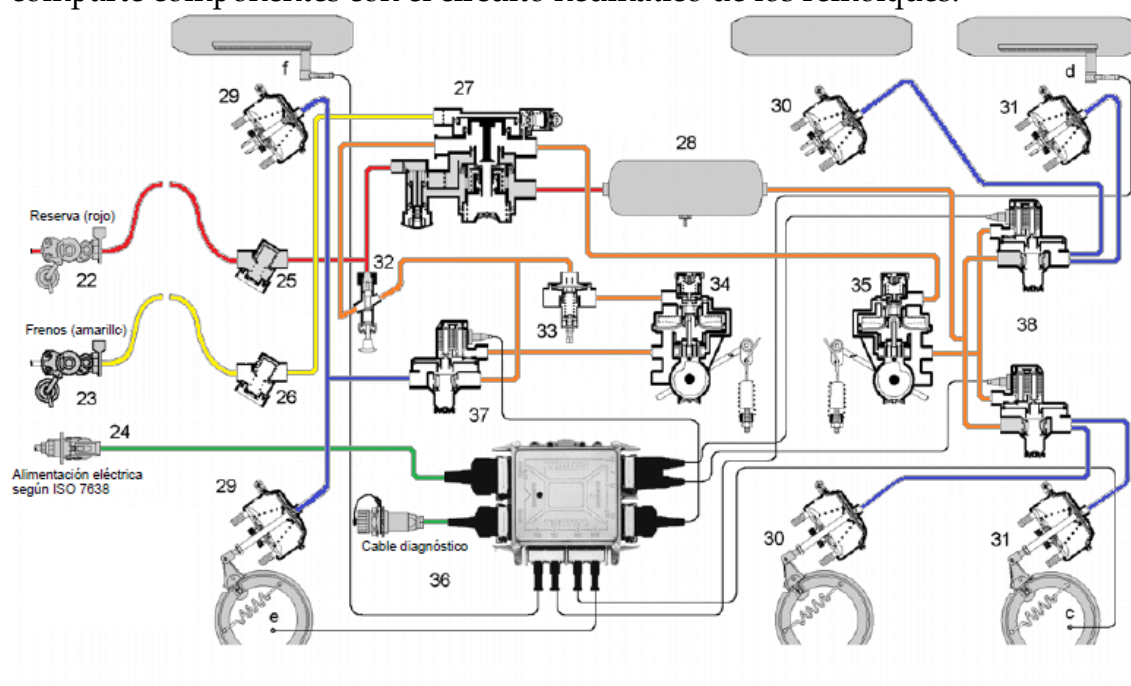


Figura 76: Esquema del circuito neumático del sistema de frenado de un remolque. [47] adaptado

En primer lugar, el sistema de frenado del remolque recibe la presión del vehículo remolcador a través de los cabezales de acoplamiento 22 y 23 en la Figura 76 y de las mangueras. Existen dos mangueras, la manguera de emergencia (generalmente de color rojo) y la de frenado (generalmente de color amarillo o azul) las cuales antes de iniciar el circuito de frenado del remolque pasan por filtros de tuberías 25 y 26.

La manguera de emergencia suministra aire comprimido al acumulador del remolque y para poder liberar los frenos de estacionamiento del remolque. En caso de que esta manguera se suelte o pierda presión por una rotura el vehículo quedaría frenado de forma automática.

La manguera de frenado (amarilla en la Figura 76) es la que controla el esfuerzo de frenado que dicta el conductor a través de la válvula del freno de pie. Esta válvula está conectada a la válvula de freno del remolque 27. Cuando el conductor solicita un esfuerzo de frenado al sistema, la presión neumática aumenta en la manguera amarilla hasta la válvula de frenado del remolque. Esta válvula envía presión neumática proveniente del acumulador 28 al sistema de frenado pasando el fluido por la válvula de desfrenado del remolque 32, por la válvula adaptadora 33, por la válvula relé del ABS 37 y 38 que a su vez está comandada por la válvula reguladora automática de la fuerza de frenado en función de la carga 34 y 35, para llegar finalmente a los actuadores de las ruedas 29, 30 y 31 que activan los dispositivos de frenado.

A continuación, se describen cada uno de los elementos que componen el sistema de frenos que se acaba de describir. Los elementos que aparecen en la sección 4.9.2 y que ya se han explicado no se repetirán.

4.9.3.1 Mangueras



Figura 77: Manguera. [47] adaptado

La manguera sirve para unir el sistema de frenos neumáticos entre el vehículo remolcador y el remolque.

4.9.3.2 Filtro de tubería

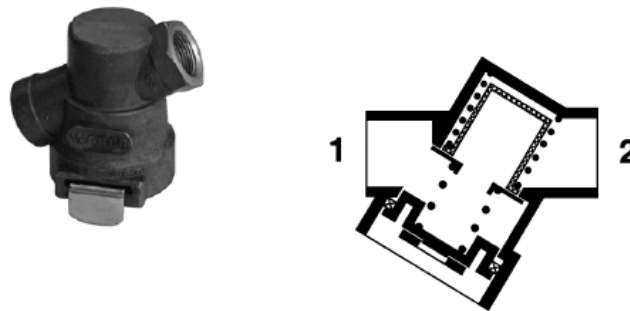


Figura 78: Filtro de tubería. [47] adaptado

El filtro de tubería tiene como finalidad la de limpiar de impurezas y de vapor de agua el aire comprimido que llega al remolque desde el vehículo tractor.

4.9.3.3 Válvula de freno del remolque

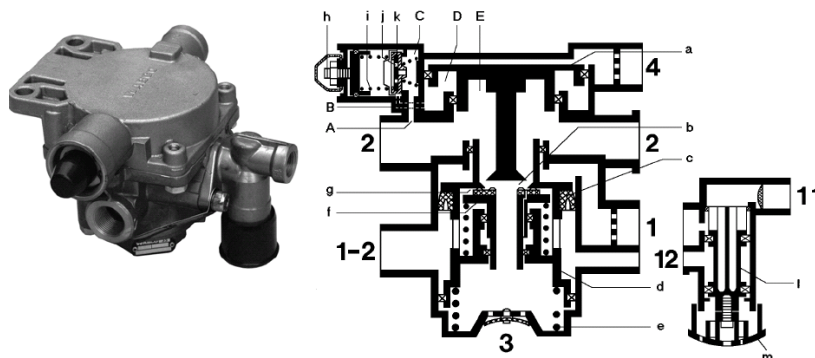


Figura 79: Válvula de freno del remolque. [47] adaptado

La válvula de freno del remolque es el elemento principal de control del sistema de frenado en los remolques. Controla la regulación de las dos líneas de frenado existentes en el remolque a partir de la presión neumática de entrada que envía el vehículo tractor tras accionar el pedal del freno. Está conectada también al acumulador del remolque.

4.9.3.4 Válvula de desfrenado del remolque

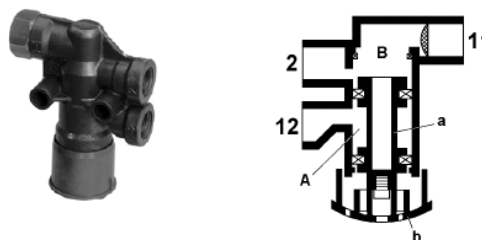


Figura 80: Válvula de desfrenado del remolque. [47] adaptado

La válvula de desfrenado del remolque tiene como finalidad el poder liberar los frenos del remolque cuando este está desacoplado del vehículo tractor. En condiciones normales de funcionamiento, la boca **11** está acoplada a la alimentación y por lo tanto el aire fluye hasta la boca **2**. Cuando el vehículo está desconectado y por tanto la boca **11** no tiene presión, la presión en la boca **2** es nula. Para conseguir presión en la boca **2** se debe presionar la válvula de desfrenado en su pulsador **b** para así conectar la boca **12**, la cual está conectada con el acumulador del remolque con la boca **2**. Con esto se liberan los frenos del remolque.

4.9.3.5 Válvula adaptadora

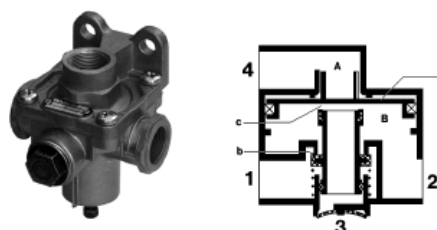


Figura 81: Válvula adaptadora. [47] adaptado

La válvula adaptadora tiene como finalidad la reducción de la fuerza de frenado en el eje delantero en caso de frenado parcial para evitar un bloqueo prematuro del eje delantero cuando el eje trasero aún aplica bajas fuerzas de frenado.

4.9.4 Componentes del sistema de frenado hidro-neumático

En algunos camiones de menos de 10 toneladas se utilizan sistemas frenado hidroneumáticos. Estos sistemas están compuestos fundamentalmente de una base hidráulica y una asistencia de aire comprimido. A diferencia de los sistemas hidráulicos convencionales no utilizan una depresión proveniente del motor, sino que utilizan una sobrepresión conseguida mediante un compresor.

4.9.4.1 Ventajas del sistema de frenado hidroneumático

La principal ventaja de este sistema de frenado es que se consiguen altas presiones de frenado con componentes de frenado propios de un vehículo de mejor tonelaje. Además, debido a que la transmisión de la presión se realiza mediante un circuito hidráulico, el tiempo de respuesta del sistema es inferior al que se consigue con sistemas de frenado puramente neumáticos

4.9.5 Configuraciones y funcionamiento del sistema de frenado electrónico (EBS)

Los componentes del sistema de frenado electrónico (EBS) instalados en los vehículos actuales y descritos en la sección 4.9.2 incorporan elementos electrónicos para optimizar el frenado y la estabilidad del vehículo en caso de frenado de emergencia.

El sistema equipa los siguientes elementos de control:

- Unidad de control electrónica (ECU). Generalmente instalada junto al modulador o integrada en el mismo. (Ver Figura 82)
- Sensores: 2 a 4 conjuntos de sensores inductivos y ruedas dentadas capaces de medir la velocidad de giro de cada rueda.
- Moduladores: 2 ó 3 moduladores neumáticos con el objetivo de:
 - Generar presión de frenado
 - Mantener la presión de frenado
 - Eliminar presión de frenado



Figura 82: Modulador para sistema de frenado electrónico (EBS). [58]

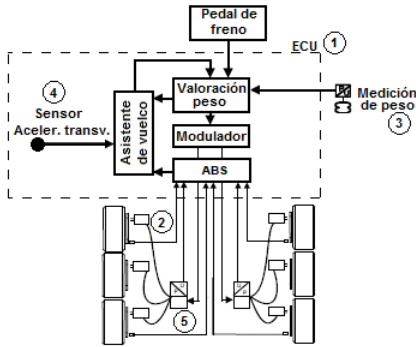


Figura 83: Configuración del sistema de frenado electrónico (EBS). [58] adaptado

El funcionamiento del sistema de frenado electrónico (EBS) (Ver Figura 83) se basa en el muestreo de los datos de velocidad de giro de los neumáticos recibidos desde los sensores ubicados en las ruedas 2. Estos datos, los datos recibidos desde el sensor de aceleración transversal 4, del medidor de peso del vehículo 3 y la demanda de fuerza de frenado solicitada desde el pedal de freno, son procesados en la ECU 1 para determinar si el vehículo puede aumentar la fuerza de frenado o, por el contrario, se está en una situación que pueda comprometer la estabilidad del vehículo por vuelco o bloqueo de los ejes.

El sistema de frenado electrónico (EBS) también se clasifica atendiendo al número de sensores y moduladores que equipa, las configuraciones más normales en España son las siguientes (Ver Tabla 13 y Tabla 14):

- 2S/2M: 2 sensores de giro de los neumáticos y 2 moduladores, uno por cada lado del vehículo, utilizado en semirremolques de 1 a 3 ejes y remolques de eje central con suspensión neumática.
- 4S/2M: 4 sensores de giro de los neumáticos y 2 moduladores, uno por cada lado del vehículo, utilizado en semirremolques de 2 y 3 ejes y remolques de eje central con suspensión neumática.
- 4S/3M: 4 sensores de giro de los neumáticos y 2 moduladores, uno por cada lado del vehículo y un tercer modulador para otro eje, utilizado en remolques de 2 a 5 ejes, semirremolques de 2 a 4 ejes y remolques de eje central de 2 y 3 ejes con suspensión neumática.

Tabla 13: Diferentes configuraciones de sensor y modulador para el sistema de frenado electrónico (EBS) para remolques con eje central y semirremolques. [58]

Tipo de vehículo	2S/2M	4S/2M	4S/3M
		-	-

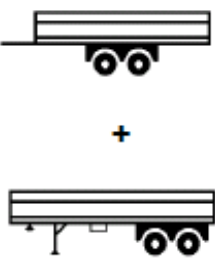
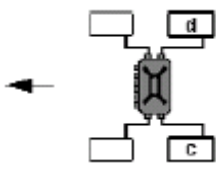
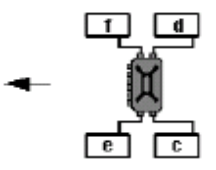
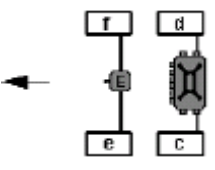
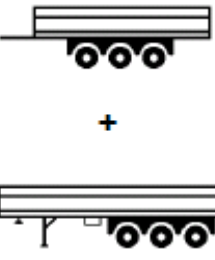
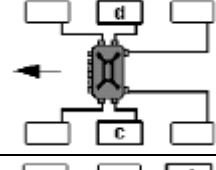
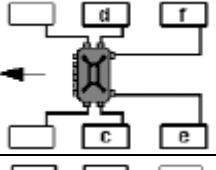
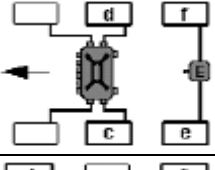
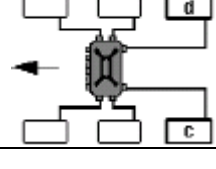
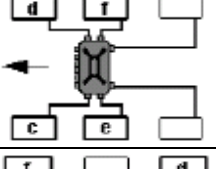
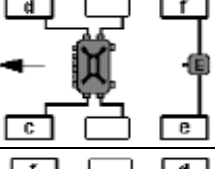
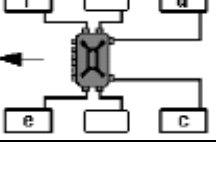
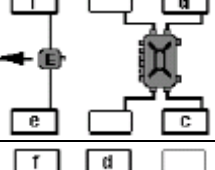
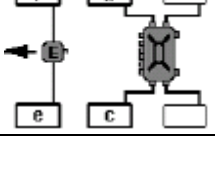

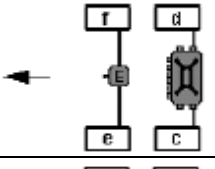
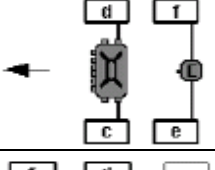

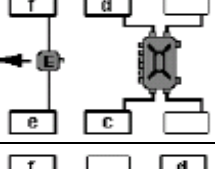
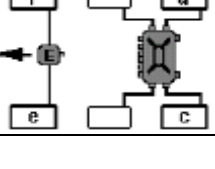
Tipo de vehículo	2S/2M	4S/2M	4S/3M
			
			
			
	-		
	-	-	

Tabla 14: Diferentes configuraciones de sensor y modulador para el sistema de frenado electrónico (EBS) para remolques de ejes separados. [58]

Tipo de vehículo	2S/2M	4S/2M	4S/3M
	-	-	
	-	-	
	-	-	
	-	-	

A continuación, se muestra el circuito neumático y electrónico de un remolque con configuración 4S/3M (Ver Figura 84) y de un semirremolque con configuración 2S/2M (Ver Figura 85).

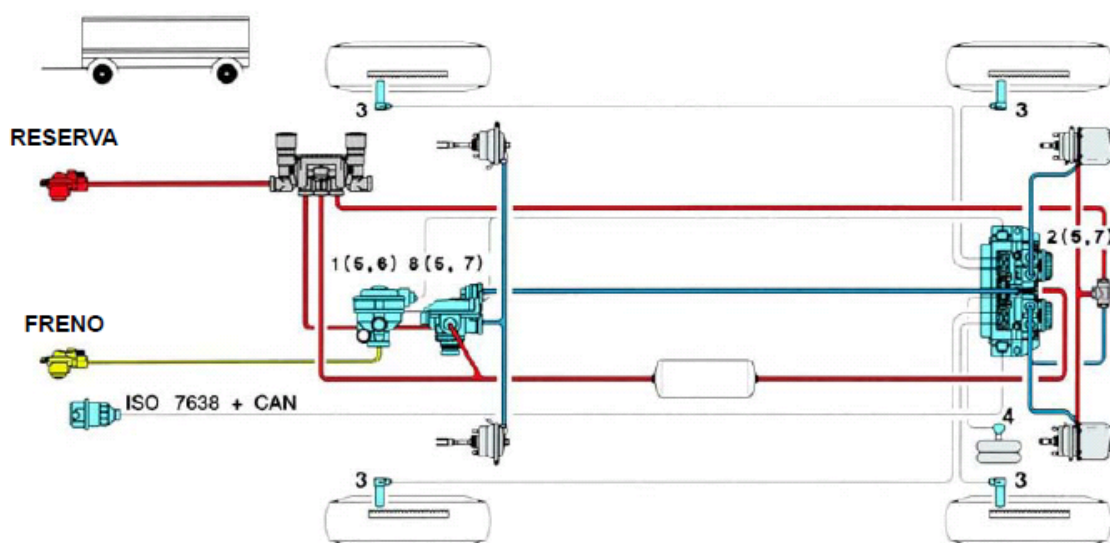


Figura 84: Esquema neumático y electrónico de un remolque 4S/3M. [58]

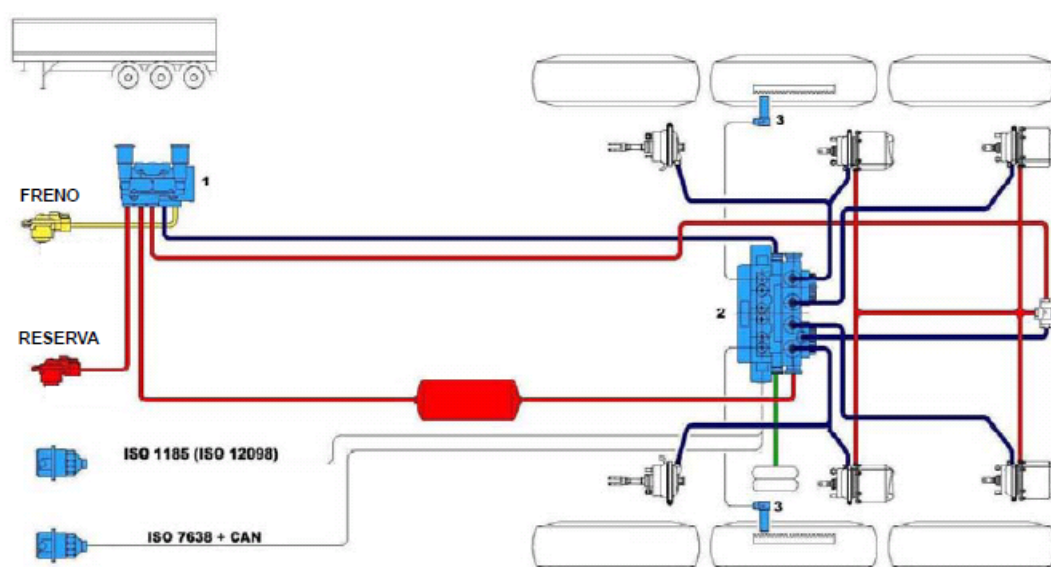


Figura 85: Esquema neumático y electrónico de un semirremolque 2S/2M. [58]

Los sistemas de frenado electrónico (EBS) equipan tomas de presión de prueba para poder medir la presión en los actuadores de frenado. Esto es de gran interés en esta tesis ya que son los puntos donde las ITV conectan los manómetros para poder realizar el método de extrapolación recogido en la norma ISO 21069 [2] según se explica en la sección 3.3.3. Dependiendo de la configuración de sensores y moduladores los vehículos dispondrán de una o más tomas de presión:

- 2S/2M: Una única toma de presión
- 4S/2M: Una única toma de presión
- 4S/3M: Dos tomas de presión

La configuración del sistema de frenado electrónico (EBS) relativa al número de sensores y moduladores se recoge en la placa de frenado que cada vehículo con este sistema neumático lleva instalada en el vehículo. A continuación, se muestran 3 ejemplos de placas de presiones de los fabricantes más importantes: Haldex (Ver Figura 86), Knorr-Bremse (Ver Figura 87) y Wabco (Ver Figura 88)

Haldex	EB+ ADR T.Ü.EGG.094-04				2S/2M Stability		S1A S1B	479mm 100t	S2A S2B			
					BRAKE CALCULATION NO. CALCUL DE FREINAGE NO. CÁLCULO DE FRENO NO.		BB 43191/0					
	CHASSIS NUMBER NUMERO DE CHASSIS NUMERO DE BASTIDOR				TYPE TYPE TIPO		SD					
	THRESHOLD PRESSURE PRESSION D'APPROCHE PRESION UMBRAL [bar]				PRESSURE LIMIT LIMITE DE PRESION PRESION LIMITE [bar]		8.50					
UNLADEN / A VIDE / EN VAC LADEN / EN CHARGE / EN CARGA												
<div>E4 13R -</div> <div>090390</div> <div>[1.00 bar = 100 kPa]</div>	INPUT PRESSURE PRESSION D'ENTRÉE PRESION DE ENTRADA [bar]			6.50		INPUT PRESSURE PRESSION D'ENTRÉE PRESION DE ENTRADA [bar]			0.70	2.00	-	6.50
	AXLE LOAD CHARGE ESSEU CARGA POR EJE		SUSPENSION PRESSION DE SUSPENSION PRESION DE SUSPENSION	OUTPUT PRESSURE PRESSION DE SORTIE PRESION DE SALIDA		AXLE LOAD CHARGE ESSEU CARGA POR EJE		SUSPENSION PRESSION DE SUSPENSION PRESION DE SUSPENSION	OUTPUT PRESSURE PRESSION DE SORTIE PRESION DE SALIDA			
	1 AXLE 1 ESSEU 1 ^{er} EJE		1100	0.30	1.30	9000		5.30	0.50	1.60	-	6.10
	2 AXLE 2 ESSEU 2 ^{er} EJE		1100	0.30	1.30	9000		5.30	0.50	1.60	-	6.10
	3 AXLE 3 ESSEU 3 ^{er} EJE		1100	0.30	1.30	9000		5.30	0.50	1.60	-	6.10

Figura 86: Placa de presiones del fabricante Haldex.





 KNORR-BREMSE EQUIPES - TEBIS G2 / G2 x (v.3.2.17.3)	TEBIS G2 / G2 X		E32060		K019030X		 13R-							
	Type Tipo		Semirremorque		KE Help Centre Centro ayuda KB		+ 49 (0) 180 566 77 05							
	Brake calculation no. N.º cálculo freno		VIN		Manufacturer Fabricante									
	ABS Configuration Configuración ABS		2S/2M											
Bogie load unladen (kg) Carga vna vacío (kg)	-	2700	ABS Configuration Configuración ABS Est brake demand Sefal edenta de freno		Ninguno		Auto Eje	Max. load (kg) Carga máx. (kg)						
Bogie load laden (kg) Carga vjete cargado (kg)	-	27000	Pressure limit (CAN) (bar) Límite presión (CAN)		-		1	9000	14	0				
Tyre diameter (mm) Diámetro neum. (mm)	-	1034	3rd modulator 3er modulador		Ninguno		2	9000	14	0				
Sensing ring width 1/4" diámetro rueda freno	-	100	Differential slip (%) Dif deslizamiento (%)		-		3	9000	14	0				
Modulatore Modulo (freno)	No		Max slip demand (bar) Sefal desliz máx (bar)		-		4	-	-	-				
TBM L/S Type Sensor de carga TBM		TBM-Interno				TEPM L/S Type TEPM tipo LS		No TEPM						
Airsp pr laden (bar) Presión esp. cargado (bar)	5.7													
Airsp pr unladen (bar) Presión esp. vacío (bar)	0.1													
Demand Sefal		Front pressure parameters Parámetros de presión de eje delantero				Rear pressure parameters Parámetros de presión de eje trasero								
		Pneumatic (CAN) (bar) Neumático (CAN) (bar)				Pneumatic (CAN) (bar) Neumático (CAN) (bar)								
Control pressure (bar) Presión de sefal (bar)		-	-	-	-	0.80	1,6	4,5	6,5					
Brake press. unladen (bar) Presión freno en vacío (bar)		-	-	-	-	0.30	0,5	1,0	1,4					
Brake press. laden (bar) Presión freno en carga (bar)		-	-	-	-		1,1	4,1	6,1					

Figura 87: Placa de presiones del fabricante Knorr-Bremse.


WABCO


TRAILER EBS-E

GGVS ADR TUEH TB 2007 - 01-0X.

HISTORISSELER MANUFACTURER / FABRICANTE:	XXXX		
TYP TYPE TIPO	Remorque SN		
FÄHRZEUG IDENTIF. CHASSIS NUMBER NUMERO IDENT DE VEHICULO			
BREMSENANZAICHEN BRAKE CALCULATION NO. SI CALLOO DE FRENO	WES xxxx		
POLZADANGENZAHLEN u.d POLY WHEELS, TEETH u.d / NÚMERO DE DENTES CORONA DENTIT	100	100	ABS System ABS-Sytem Sistema ABS
RSS RSS RSS	X	Lachssack Steering axle Eje volantes/corralón	
Zweilingsberechtigung Two Type Neumáticos gemelos	Kopplritschlose Fahrzeug Other Trailer Vehículo critico		
Subsysteme	--	I/O	

GIO	Pin1	Pin3	Pin4
1	--	--	--
2	--	--	--
3	--	--	--
4	--	--	--
5	DIAG	DIAG	DIAG
6	--	--	--
7	--	--	--





Achse Axe L/A/E	pm (bar)	6.5	pm (bar)	0.6	2.0	---	6.5	pz	Tipo Tipos	(mm)	(mm)	TR (daN)	1.0	Pz	
1	1100	0.2	1.2	9000	4.5	0.4	1.8	---	6.2	-	20	63	80	520	4358
2	1100	0.2	1.2	9000	4.5	0.4	1.8	---	6.2	-	20 / 24	67	80	561	4469
3	0	---	---	0	---	---	---	---	---	-	---	---	---	---	---
4	0	---	---	0	---	---	---	---	---	-	---	---	---	---	---
5	0	---	---	0	---	---	---	---	---	-	---	---	---	---	---

Figura 88: Placa de presiones del fabricante Wabco.

Capítulo 5: Modelos propuestos y metodología general

5.1. Introducción

En este capítulo se describe el método “*fBRAKE*” propuesto para la medida de la eficacia de frenado en inspección ITV.

El desarrollo de un método que sea capaz de determinar la eficacia de frenado en inspección, independientemente del estado de carga del vehículo, tiene implícito una elevada complejidad debido al elevado número de factores que influyen en la medición de la fuerza de frenado de un vehículo por parte de la ITV y en la aplicación de estas fuerzas de frenado en las ruedas por parte del sistema de frenado.

A continuación, se describen algunos de los parámetros que más influyen en el proceso de frenado:

- Frenómetro de rodillos: Dependiendo del diseño del frenómetro, los resultados pueden variar. Parámetros como la distancia entre rodillos hacen que un mismo vehículo obtenga distintas fuerzas de frenado [38]. También existen modelos de frenómetro en los que la altura del rodillo conductor y conducido es diferente. Esto, unido a las distintas marcas y modelos que existen en el mercado puede hacer que un mismo vehículo sea rechazado en función del frenómetro utilizado y a su vez, en función de la estación ITV que realiza la inspección.
- Repetibilidad del frenómetro de rodillos: Cuando se realizan varias inspecciones de un mismo vehículo en el mismo frenómetro se observa como los resultados de fuerza de frenado obtenidos pueden llegar a variar considerablemente. Esto se ve magnificado si las inspecciones se realizan consecutivamente y sin dejar suficiente tiempo como para que el sistema de frenado se enfríe. Otro factor que afecta a la repetibilidad es la posición del vehículo con respecto al frenómetro. Una ligera desviación en el plano longitudinal de la estación puede hacer que las fuerzas de frenado varíen haciendo que una rueda aumente su fuerza de frenado y la otra rueda del mismo eje disminuya.
- Calibración del frenómetro de rodillos: La calibración del frenómetro es un proceso obligatorio para que la estación ITV pueda realizar las inspecciones. Sin embargo, debido a la amplia escala de los frenómetros de vehículos industriales (de 0 N a más de 40.000N) hace que el error y

la incertidumbre de la medición no sea la misma en toda la escala debido a la deformación del propio frenómetro, a la linealidad en el funcionamiento de la galga extensométrica, desgaste de los rodillos y del palpador, etc.

- Deslizamiento: Aunque según normativa (Ver sección 2.1.1.2) el deslizamiento debe estar en un rango de $27\% \pm 3\%$ [3], en la realidad, asegurar este valor es muy difícil debido a entre otros los siguientes factores:
 - Ajuste del deslizamiento correcto al marcado por la norma. Ya sea por desajustes por uso, accidentales o realizados de cara a velar por la seguridad de la inspección (evitando posibles daños en los neumáticos de los vehículos inspeccionados), los resultados pueden variar si este valor no está correctamente ajustado.
 - Dibujo del neumático: Dependiendo del mismo, especialmente en los neumáticos de tacos utilizados en vehículos todoterreno o militares, hace que no haya contacto permanente y sin saltos entre el neumático y el rodillo palpador.
 - Fuerza entre el rodillo palpador y el neumático: Debe asegurarse que este es suficiente para que haya suficiente contacto entre ambos. Esta fuerza de contacto se realiza por un resorte presente en el frenómetro (el cual se revisa durante el mantenimiento del equipo) y el propio vehículo.
 - Desgaste de los rodillos y rodillo palpador: Debido al uso del equipo, los rodillos y rodillo palpador se desgastan dejando de tener una forma perfectamente cilíndrica. Además de desgastarse el recubrimiento y las irregularidades de los rodillos, los cuales aseguran una correcta fricción entre ellos y el neumático.
- Mantenimiento frenómetro de rodillos: Factores como la tensión de las cadenas del frenómetro, el desgaste de los cojinetes o el estado del motor de accionamiento del frenómetro puede influir en los resultados obtenidos, haciendo que se mayores las fuerzas de frenado, se obtengan picos de fuerza o no se llegue al deslizamiento fijado.
- Factores climatológicos y suciedad: La presencia de agua debido a la lluvia o aceites provenientes del frenómetro, estación ITV o vehículo, influye en el resultado obtenido en inspección
- Adherencia: Como se ha indicado anteriormente, la adherencia entre el neumático y los rodillos afecta de manera importante en el resultado obtenido. Por lo tanto, factores como el desgaste de los rodillos, la presencia de agua o aceites, la disposición geométrica de los rodillos y otros elementos del frenómetro, entre otros, afectan al resultado obtenido. Actualmente, no se analiza durante la calibración del frenómetro el desgaste de los rodillos, por lo que queda en manos de la ITV la sustitución de los rodillos cuando su estado de desgaste es elevado.
- Neumáticos: En la adherencia, como no, interviene los neumáticos del vehículo. Su estado de conservación, la correcta presión de inflado y el desgaste influyen en los resultados obtenidos. Además, factores como la marca, modelo, dimensiones y dibujo de la banda de rodadura

(especialmente si son neumáticos de tacos) también influyen en el resultado.

- Estado del sistema de frenado: Aunque a priori se puede pensar que este es el único parámetro que afecta al resultado de eficacia de frenado obtenido, ya se ha mostrado anteriormente que no es así. No obstante, el objetivo de la inspección es evaluar el sistema de frenado, aunque para ello intervengan los factores mostrados anteriormente. El estado de mantenimiento del sistema de frenado (material de fricción, válvulas, conducciones, etc.) es crítico para que el vehículo pueda obtener una inspección satisfactoria.
- Realización de la inspección: Otro parámetro que también influye de manera significativa en el resultado es la forma en la que el conductor aplica presión sobre el pedal de freno. Esta debe ser progresiva, sin irregularidades y a una velocidad adecuada (ni demasiado lenta, ni demasiado rápida). En muchas estaciones ITV este punto la realizan los propios inspectores de línea al tener más práctica y conocimiento de cómo se debe frenar para obtener resultados correctos.

El principio en el que se basa el método “*fBRAKE*” es la obtención de las fuerzas de frenado (mediante extrapolación) que el vehículo habría obtenido en ITV si ese mismo vehículo, en las mismas condiciones internas y externas, hubiera realizado el ensayo a plena carga.

Es importante remarcar que los resultados de eficacia de frenado extrapolados que proporcionan los modelos “*fBRAKE*” están basados en la inspección realizada al vehículo en ITV. Por lo tanto, la eficacia de frenado extrapolada puede variar en un mismo vehículo dependiendo, por ejemplo, de si la inspección se hace en seco o en mojado, de si el material de fricción del freno es nuevo o usado, del estado de los neumáticos, etc.; al igual que pasaría en una inspección de un vehículo utilizando los otros métodos propuestos por la Directiva 2010/48/UE [1].

Los modelos “*fBRAKE*” para vehículos a motor simplifican y abaratan las inspecciones técnicas de vehículos respecto a los propuestos por la norma ISO 21069 [2], al no requerir de la medición de presiones en el circuito de frenos del vehículo y no depender del estado de carga del vehículo. Analizando los resultados de eficacia obtenidos utilizando los modelos “*fBRAKE*”, estos se ajustan más a los resultados obtenidos cuando se ensaya el vehículo a plena carga que otros modelos de extrapolación. Además, es capaz de comprobar si el funcionamiento del sistema de frenado cumple con las condiciones de compatibilidad entre vehículo remolcado y remolcador exigidas en el Reglamento 13 [29] relativo a frenado de vehículos industriales (esta comprobación no se realiza en ITV actualmente). Por todo ello, hace más eficaz la inspección de los vehículos en ITV velando por la seguridad del tráfico.

El procedimiento general para aplicar el método “*fBRAKE*” en inspección de vehículos es el siguiente:

1. Obtención de datos técnicos de la Ficha Técnica.

2. Medición de las máximas fuerzas de frenado sobre el frenómetro en el estado de carga que el vehículo acuda a inspección.
3. Pesaje por ejes del vehículo.
4. Introducción de estos datos en el modelo “*fBRAKE*”.
5. Obtención de los resultados de fuerzas de frenado extrapoladas en cada rueda.
6. Obtención de la eficacia de frenado de acuerdo a la Directiva 2010/48/UE [1].

El método “*fBRAKE*” está desarrollado de tal modo que es posible integrarse en los equipos de la línea de inspección ITV y que el volcado de los datos y la obtención de los resultados sea automática.

5.1.1 Modelos “*fBRAKE*”

El método “*fBRAKE*” realmente se compone de 4 familias de modelos de extrapolación ajustados en función de las siguientes clasificaciones de los vehículos:

- Vehículo a motor (excepto tractocamiones)
- Tractocamión
- Semirremolque
- Remolque

A su vez, cada una de las 4 familias de modelos anteriores tiene diferentes ajustes en función de la configuración del vehículo inspeccionado relativa a la distribución de sus ejes. Además, existen modelos de “*fBRAKE*” para los que se ha desarrollado un modelo extra atendiendo al tipo de neumáticos. En los vehículos que equipan neumáticos todoterreno (de tacos) se ha observado que requieren de un ajuste especial del modelo (Ver Sección 5.1)

En la Tabla 15, se muestran las 4 familias de modelos de extrapolación de “*fBRAKE*” diferenciando las filas por color azul (1 a 4) para vehículos a motor (excepto tractocamiones), verde (5 a 8) para tractocamiones, morado (9 a 11) para semirremolques y salmón (10 a 16) para remolques. A su vez, en la misma tabla se muestran los modelos dependiendo del número y disposición de ejes del vehículo inspeccionado, y del tipo de neumático instalado.

Tabla 15: Modelos de “*fBRAKE*” dependiendo de la clasificación y configuración del vehículo inspeccionado.

Modelos “ <i>fBRAKE</i> ”	
1	Modelo para vehículo a motor de 2 ejes:
1.0	Vehículo a motor de 2 ejes y neumáticos de carretera
1.1	Vehículo a motor de 2 ejes y neumáticos todoterreno
2	Modelo para vehículo a motor de 1+2 ejes:
2.0	Vehículo a motor de 1+2 ejes y neumáticos de carretera
2.1	Vehículo a motor de 1+2 ejes y neumáticos todoterreno
3	Modelo para vehículo a motor de 2+2 ejes:
3.0	Vehículo a motor de 2+2 ejes y neumáticos de carretera
3.1	Vehículo a motor de 2+2 ejes y neumáticos todoterreno
4	Modelo para vehículo a motor de 1+3 ejes

Modelos “fBRAKE”	
5	Modelo para trato-camión de 2 ejes
6	Modelo para trato-camión de 1+2 ejes
7	Modelo para trato-camión de 2+2 ejes
8	Modelo para trato-camión de 1+3 ejes
9	Modelo para semirremolque de 1 eje
10	Modelo para semirremolque de 2 ejes
11	Modelo para semirremolque de 3 ejes
12	Modelo para remolque de 1 eje central:
12.0	Remolque de 1 eje central y neumáticos de carretera
12.1	Remolque de 1 eje central y neumáticos todoterreno
13	Modelo para remolque de 2 ejes centrales
14	Modelo para remolque de 1+1 ejes independientes
14.0	Remolque de 1+1 ejes independientes y neumáticos de carretera
14.1	Remolque de 1+1 ejes independientes y neumáticos todoterreno
15	Modelo para remolque de 1+2 ejes independientes
16	Modelo para remolque de 3 ejes centrales

A continuación, se desarrollan las 4 familias de modelos de “fBRAKE” utilizando un ejemplo de cálculo para simplificar la explicación.

5.2. Modelo para vehículos a motor (excepto tractocamiones)

El parque de vehículos a motor representa el parque de vehículos industriales más numeroso, entendiéndose por vehículo a motor aquel en el que sus ejes soportan únicamente el peso transportado por sí mismo, pudiendo estar o no integrada la cabina y a cuya estructura no se acopla ningún otro vehículo, como son los autobuses, camiones, furgones y furgonetas.

Según se muestra en la sección 3.6 el volumen total estimado de vehículos industriales afectados por la Norma ISO 21069 [2] (tanto por su Parte I como por su Parte II) es de aproximadamente 3,9 millones de vehículos. Descontando remolques y semirremolques cuyo volumen asciende a 413.155 unidades, y descontando los tractocamiones cuyo volumen asciende a 186.060 unidades, se deduce que el número de vehículos a motor a los cuales les es de aplicación esta familia del método “fBRAKE” es de aproximadamente 3,3 millones vehículos.

Destacar que el método “fBRAKE” para vehículos a motor se puede aplicar a vehículos con sistema de frenado neumático, hidroneumático y puramente hidráulico.

Dentro del parque de vehículos a motor existen numerosas soluciones constructivas en lo que se refiere al número y disposición de los ejes. En la Figura 89 se recogen algunos ejemplos:



Figura 89: Diferentes disposiciones y número de ejes en vehículos a motor. [52]
Adaptado

A la hora de aplicar los modelos “*fBRAKE*” se simplificará a un solo eje en el caso de que existan ejes tándem, es decir, cualquier vehículo equipado con un conjunto o conjuntos de ejes próximos entre sí se reducirá a un vehículo de dos ejes. Debido a la simplificación a un vehículo de dos ejes, se considerará que los pesos y fuerzas de frenado en cada eje simplificado son la suma tanto del peso como de las fuerzas de frenado de cada eje del tándem. [59]

Sirva como ejemplo los vehículos mostrados en la Figura 92. En el vehículo de la izquierda de la Figura 92, existirán cuatro valores de pesos (uno por eje) y cuatro fuerzas de frenado (una por eje). La simplificación que se realiza en el método “*fBRAKE*” es que la fuerza de frenado en el eje delantero del vehículo de dos ejes será la suma de las dos fuerzas de frenado medidas en los dos ejes delanteros del vehículo de la izquierda, mientras que el peso en el eje delantero del vehículo de dos ejes será la suma de la masa que gravita sobre los dos ejes delanteros del vehículo de la izquierda. Lo mismo sucede en el eje trasero.

En cuanto a la posición de los ejes en el modelo simplificado, se calcula realizando una analogía entre el eje tándem y una viga biapoyada según se muestra en la Figura 90.

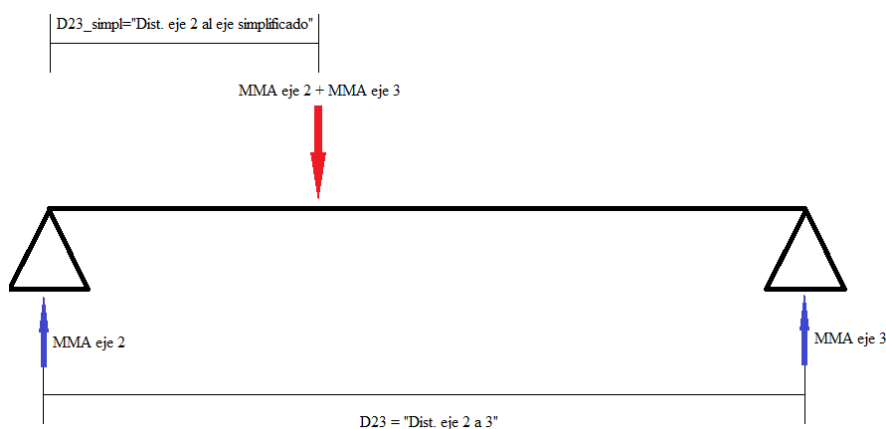


Figura 90: Analogía entre eje tándem y una viga biapoyada.

Por ello, es necesario obtener de la ficha técnica del vehículo la distancia entre todos los ejes y sus MMA. En la Ec. (5.1) se muestra la ecuación que define la distancia entre ejes simplificada en un vehículo de 3 ejes.

$$L_{12s} = L_{12} + \left(\frac{MMA_3}{(MMA_2 + MMA_3)} \right) * L_{23} \quad (5.1)$$

donde

L_{12s} = Distancia entre eje 1º y 2º simplificado en mm,

L_{12} = Distancia entre eje 1º y 2º en mm,

L_{23} = Distancia entre eje 2º y 3º en mm,

MMA_2 = MMA del eje 2 en kg,

MMA_3 = MMA del eje 3 en kg.



Figura 91: Posición del nuevo eje simplificado en un vehículo de 3 ejes.

En la Ec. (5.2) se muestra la ecuación que define la distancia entre ejes simplificada en un vehículo de 4 ejes.

$$L_{12s} = \left(\frac{MMA_1}{(MMA_1 + MMA_2)} \right) * L_{12} + L_{23} + \left(\frac{MMA_4}{(MMA_3 + MMA_4)} \right) * L_{34} \quad (5.2)$$

donde

L_{12s} = Distancia entre eje 1º y 2º simplificado en mm,

L_{12} = Distancia entre eje 1º y 2º en mm,

L_{23} = Distancia entre eje 2º y 3º en mm,

L_{34} = Distancia entre eje 3º y 4º en mm,

MMA_1 = MMA del eje 1 en kg,

MMA_2 = MMA del eje 2 en kg,

MMA_3 = MMA del eje 3 en kg,

MMA_4 = MMA del eje 4 en kg.

En la siguiente figura se muestra un ejemplo de simplificación de un camión dotado de dos parejas de ejes tándem: una pareja en la zona delantera y una pareja en la zona trasera del vehículo.

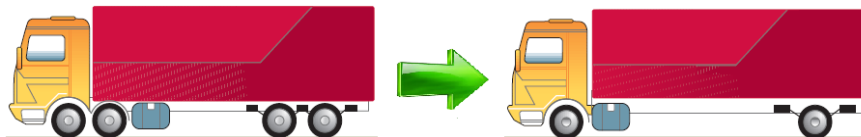


Figura 92: Simplificación a dos ejes en un vehículo a motor. [52] Adaptado

Por último, el método “fBRAKE” reparte las fuerzas de frenado una vez extrapoladas en el eje simplificado (un único eje) a dos ejes independientes considerando la carga que le faltaba al eje para completar su MMA. Esto se debe a que la

fuerza de frenado de cada eje es proporcional a la carga que recae sobre ese eje. Para ello se utiliza la carga que llevaba el eje en el momento de inspección y la MMA del eje del siguiente modo en un vehículo de 3 ejes (para un vehículo de 4 ejes el procedimiento es análogo):

1. Aumento de fuerza de frenado debido a la extrapolación en el eje simplificado:

$$\Delta F_{f.eje.simplificado} = F_{f.eje.simplificado.extrapolada} - F_{f.en.ITV.eje.simplificado} \quad (5.3)$$

donde

$$F_{f.en.ITV.eje.simplificado} = F_{f2.CI.e} + F_{f3.CI.e}$$

2. Carga restante en el eje para completar la MMA:

$$Carga.restante_2 = MMA_2 - Q_{2.CI} \quad (5.4)$$

$$Carga.restante_3 = MMA_3 - Q_{3.CI} \quad (5.5)$$

3. Carga restante en el eje simplificado para completar la MMA:

$$Carga.restante_s = (MMA_2 + MMA_3) - (Q_{2.CI} + Q_{3.CI}) \quad (5.6)$$

4. Porcentaje de carga restante en cada eje para completar la MMA. Este porcentaje será igual al porcentaje de fuerza de frenado se añadirá en cada eje al extrapolar:

$$\%Carga.restante_2 = \frac{Carga.restante_2}{Carga.restante_s} = \% \Delta F_{f2} \quad (5.7)$$

$$\%Carga.restante_3 = \frac{Carga.restante_3}{Carga.restante_s} = \% \Delta F_{f3} \quad (5.8)$$

5. Fuerza de frenado en cada eje. Se suma la fuerza de frenado que se midió en inspección ITV al reparto del incremento de fuerza de frenado en cada eje:

$$F_{f2} = \Delta F_{f.eje.simplificado} \cdot \% \Delta F_{f2} + F_{f2.CI} \quad (5.9)$$

$$F_{f3} = \Delta F_{f.eje.simplificado} \cdot \% \Delta F_{f3} + F_{f3.CI} \quad (5.10)$$

En caso de utilizar un modelo basado únicamente en las MMA de los ejes tándem se obtendrían problemas en el caso de que la masa de uno de los ejes del tándem sea igual a su MMA y el otro a media carga. El resultado que se obtendría considerando únicamente las MMA de los ejes del tándem haría disminuir la fuerza de frenado del eje que iba cargado a su MMA a costa de aumentar la fuerza de frenado al otro eje.

Este resultado carecería de sentido físico. En la realidad, es muy extraño que en un eje tándem uno esté a MMA debido a la proximidad de los ejes del tándem.

Si un eje se inspecciona a su MMA no debe cambiar la fuerza de frenado al extrapolar excepto que la suma de las MMA por eje sea superior a la MMA total y el reparto de pesos considerado para extrapolar no llegue a completar la MMA de ese eje, en cuyo caso sí se reduciría la fuerza de frenado en los resultados a plena carga.

En la Figura 93 se muestra el proceso de cálculo para vehículos de más de 2 ejes.



Figura 93: proceso de cálculo para vehículos de más de 2 ejes.

5.2.1 Modelo “fBRAKE” para vehículos a motor de 2 ejes

La base física y matemática sobre la que se fundamenta el método “fBRAKE” para vehículos a motor son las curvas de equiadherencia e isoadherencia obtenidas a partir de las fuerzas y momentos presentes durante el frenado de un vehículo y que se muestran en la sección 4.4 de la presente tesis doctoral. Además, también utiliza la Ley de Coulomb del Rozamiento y el fenómeno de transferencia de masa que aparece durante el frenado.

Cómo se muestra a continuación, esta familia de modelos de “fBRAKE” utiliza las mediciones de fuerzas de frenado que se obtienen en ITV con el estado de carga que el vehículo tuviera en el momento del ensayo, las cuales son fuerzas de frenado desarrolladas en estático (sin transferencia de masa), para obtener las fuerzas de frenado que el mismo vehículo desarrollará cargado en estático (sin transferencia de masa). Para ello, se utilizan las curvas de equiadherencia con los datos de fuerzas de frenado medidos en la estación ITV corregidos para estimar las fuerzas de frenado que se hubieran obtenido a partir de un ensayo dinámico (con transferencia de masa). Esto es debido a que tanto las curvas de equiadherencia como las de isoadherencia tienen implícito el efecto de transferencia de masa.

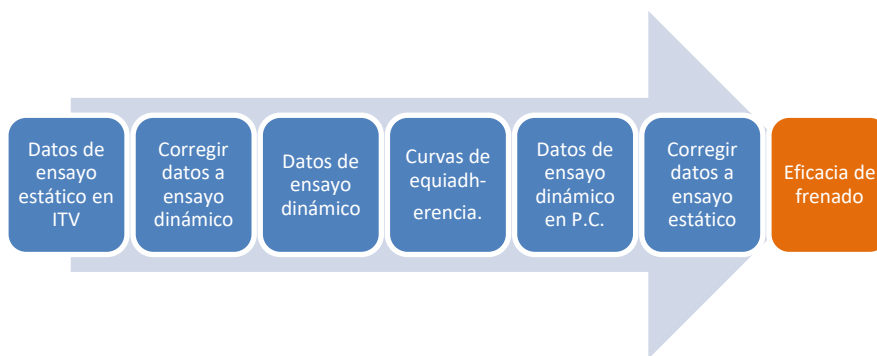


Figura 94: Diagrama de flujo del modelo “fBRAKE”.

El método “fBRAKE” para un vehículo a motor realiza las siguientes hipótesis y simplificaciones:

- Los ejes tándem se simplifican a un solo eje localizado en el punto medio del tándem.

- La fuerza de frenado en el eje simplificado a partir de un tándem será la suma de las fuerzas de frenado en cada eje del tándem.
- El peso en el eje simplificado a partir de un tándem será la suma de los pesos en cada eje del tándem.
- La única fuerza retardadora presente en el momento del frenado es la desarrollada por el sistema de frenado. Se desprecia la resistencia a la rodadura frente a las fuerzas de frenado.
- El coeficiente de adherencia utilizado para la transferencia de masa se calculará a partir de las fuerzas de frenado y la masa del vehículo para cada estado de carga.

5.2.1.1 Ejemplo explicativo modelo “fBRAKE” vehículos a motor

A continuación, se detalla todo el proceso de cálculo que realiza el método “fBRAKE” utilizando los datos para un vehículo real ensayado.

En la Tabla 16 se muestran los datos de los que se alimenta el modelo.

Tabla 16: Modelo “fBRAKE”. Datos del vehículo ensayado.

VEHÍCULO	CAMIÓN CAJA CERRADA	
Fecha 1ª Matriculación	27/01/2006	
MMA total	12.000	kg
MMA 1º eje	4.600	kg
MMA 2º eje	8.500	kg
Dist 1º/2º eje	4.815	mm
Eficacia mínima	45	%

En la Tabla 17 se muestran los valores de peso y fuerza de frenado medidos en ITV.

Tabla 17: Método “fBRAKE”. Datos obtenidos en la ITV del vehículo ensayado.

Peso 1º eje	2.970 kg		
Peso 2º eje	3.570 kg		
	Izquierda	Derecha	Total
Fuerza frenado 1º eje	12.681 kg	12.259 kg	24.940 kg
Fuerza frenado 2º eje	11.724 kg	9.700 kg	21.424 kg

La fuerza de frenado recogida en la Tabla 17 será la fuerza de frenado a carga en inspección estática ($F_{fd.CI,e}$ y $F_{ft.CI,e}$), y los pesos usarán la nomenclatura ($Q_{d.CI}$ y $Q_{t.CI}$)

Estos valores de fuerza de frenado estáticos obtenidos en la inspección ITV sobre el frenómetro de rodillos se pueden representar gráficamente en el plano que relaciona la fuerza de frenado en el eje delantero con la del eje trasero similar a la mostrada en la Figura 33 (Ver Figura 95):

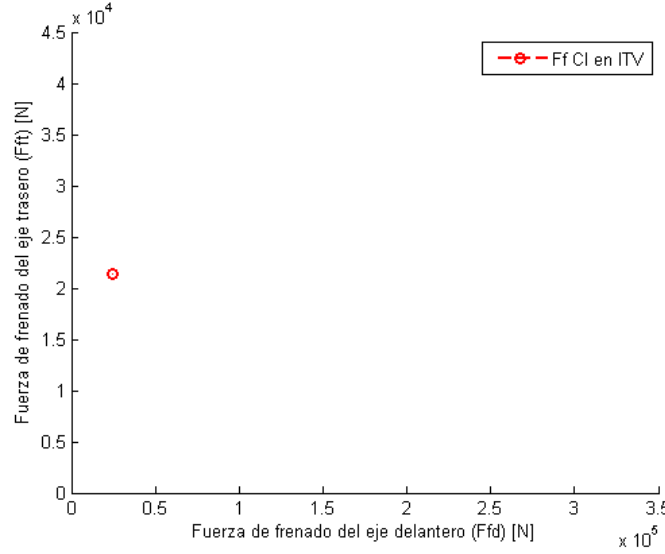


Figura 95: Modelo “fBRAKE” para vehículo a motor, plano Ffd-Fft: fuerza de frenado obtenida en ITV.

Retomando la ecuación de la curva de equiadherencia de la sección 4.4 se puede representar esta curva en el plano anterior conociendo el estado de carga del vehículo y su distribución de pesos por eje (obtenido a través del pesaje) y la altura del centro de gravedad (estimado a 1.173 mm según se muestra en la sección 5.2.3).

$$(F_{fd} + F_{ft})^2 + \frac{Q}{h}(F_{ft} \cdot l_2 - F_{fd} \cdot l_1) = 0 \quad (5.11)$$

Para el cálculo del reparto de pesos se utilizarán las Ec. (5.12) y (5.13) obtenidas de equilibrios de la estática.

$$l_{1.CI} = \frac{Q_{t.CI}}{Q_{CI}} \cdot L \quad (5.12)$$

$$l_{2.CI} = \frac{Q_{d.CI}}{Q_{CI}} \cdot L \quad (5.13)$$

Despejando de la Ec. (5.11) el valor de fuerza de frenado en el eje trasero se obtiene:

$$F_{ft} = \frac{-\left(2 \cdot F_{fd} + \frac{Q}{h} \cdot l_2\right) \pm \sqrt{\left(2 \cdot F_{fd} + \frac{Q}{h} \cdot l_2\right)^2 - 4 \left(F_{fd}^2 - \frac{Q}{h} \cdot F_{fd} \cdot l_1\right)}}{2} \quad (5.14)$$

De la Ec. (5.14) solo tienen interés los valores de fuerza de frenado positivos, por lo que los valores que se obtendrían operando con el signo negativo de antes de la raíz cuadrada no se tendrán en cuenta.

Tomando valores de fuerza de frenado entre 0 y el valor obtenido por la Ec. (5.15) y representándolo gráficamente sobre la Figura 95 se obtiene la Figura 96:

$$F_{fd} = \frac{Q}{h} \cdot l_1 \quad (5.15)$$

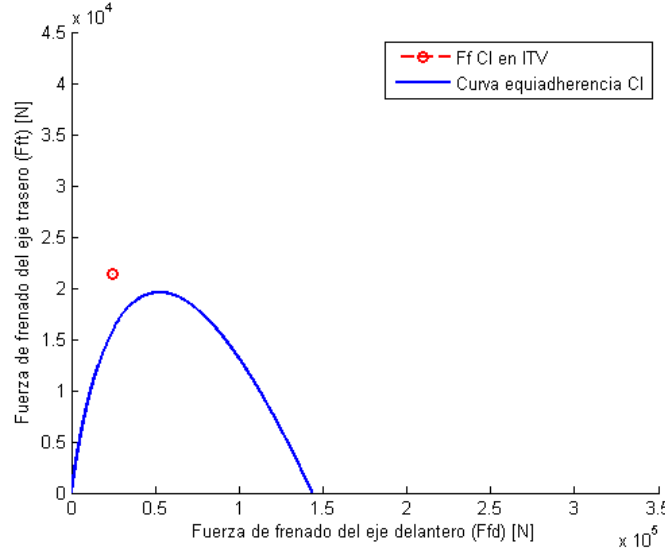


Figura 96: Modelo “fBRAKE” para vehículo a motor, plano Ffd-Fft: curva de equiadherencia con el vehículo a carga en inspección.

Para corregir las fuerzas de frenado estáticas obtenidas en el ensayo de ITV se debe tener en cuenta la transferencia de masa que aparece en el vehículo durante la frenada. Dicha transferencia de masa aumenta las fuerzas de frenado aplicables en el eje delantero mientras disminuye las del eje trasero.

Utilizando las Ec. (4.13), (4.14) y despreciando la fuerza de frenado debida a la resistencia a la rodadura frente a las fuerzas desarrolladas por el sistema de frenado se obtienen las Ec. (5.16) y (5.17):

$$F_{fd,CI,d} = \mu_{CI} \cdot \frac{Q_{CI} \cdot l_{2,CI}}{L} + \mu_{CI}^2 \cdot \frac{Q_{CI} \cdot h_{CI}}{L} \quad (5.16)$$

$$F_{ft,CI,d} = \mu_{CI} \cdot \frac{Q_{CI} \cdot l_{1,CI}}{L} - \mu_{CI}^2 \cdot \frac{Q_{CI} \cdot h_{CI}}{L} \quad (5.17)$$

En las Ec. (5.16) y (5.17) el primer sumando representa la fuerza de frenado que se obtendría en estático (medido en ensayo de ITV), mientras que el segundo sumando representa el término de corrección debido a la transferencia de masa durante el frenado.

$$F_{fd,CI,d} = F_{fd,CI,e} + \mu_{CI}^2 \cdot \frac{Q_{CI} \cdot h_{CI}}{L} \quad (5.18)$$

$$F_{ft,CI,d} = F_{ft,CI,e} - \mu_{CI}^2 \cdot \frac{Q_{CI} \cdot h_{CI}}{L} \quad (5.19)$$

Por otro lado, el coeficiente de adherencia (μ_{CI}) que multiplica a cada sumando de las Ec. (5.18) y (5.19) representa la adherencia utilizada durante el frenado. Durante el ensayo de frenado el coeficiente de adherencia utilizado va aumentando conforme aumentan las fuerzas de frenado hasta igualarse con el coeficiente de adherencia máximo movilizado entre el neumático y el frenómetro de rodillos, momento en el cual el neumático comienza a deslizar, permitiéndose un

deslizamiento máximo según se muestra en la sección 2.1.1.2, deteniéndose el ensayo y obteniéndose la máxima fuerza de frenado.

El coeficiente de adherencia utilizado para el cálculo de la transferencia de masa durante el ensayo a carga en inspección será el obtenido mediante la Ec. (5.20):

$$\mu_{CI} = \frac{F_{fd.CI.e} + F_{ft.CI.e}}{Q_{d.CI} + Q_{t.CI}} \quad (5.20)$$

Con lo anterior, se corrigen los datos del ensayo estático a un ensayo dinámico tal y como se muestra en la Figura 97:

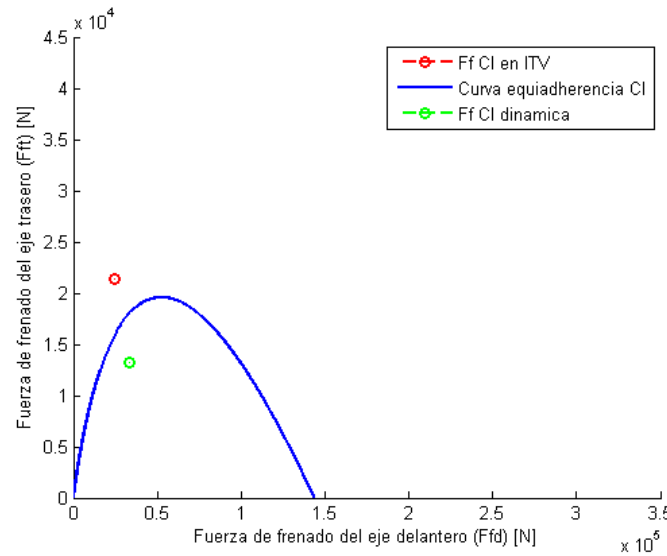


Figura 97: Modelo “fBRAKE” para vehículo a motor, plano Ffd-Fft: fuerza de frenado dinámica obtenida a partir de la medida en ITV.

Una vez llegados a este punto, se pueden representar las dos rectas de isoadherencia (eje delantero y trasero) que pasan por el punto de fuerza de frenado máxima dinámica a carga en inspección. A continuación, se muestran las Ec. (5.21) y (5.22) de las rectas de isoadherencia delantera y trasera en carga en inspección, respectivamente.

$$F_{fd.CI.d} = \mu_{d.iso} \left[\frac{Q_{CI} \cdot l_{2.CI}}{L} + (F_{fd.CI.d} + F_{ft.CI.d}) \cdot \frac{h_{CI}}{L} \right] \quad (5.21)$$

$$F_{fd.CI.d} = \mu_{t.iso} \left[\frac{Q_{CI} \cdot l_{1.CI}}{L} - (F_{fd.CI.d} + F_{ft.CI.d}) \cdot \frac{h_{CI}}{L} \right] \quad (5.22)$$

La recta de isoadherencia del eje delantero además de pasar por el punto de frenado dinámico obtenido anteriormente, debe pasar también por el punto, distinto al origen de coordenadas, en el que la curva de equiadherencia corta el eje Y dado por la Ec. (5.23). Por otra parte, la recta de isoadherencia del eje delantero además de pasar por el punto de frenado dinámico obtenido anteriormente, debe pasar también por el punto, distinto al origen de coordenadas, en el que la curva de equiadherencia corta el eje X dado por la Ec. (5.24). Todo lo anterior se muestra en la sección 4.4.2.

$$F_{Ft.iso} = -\frac{Q_{CI}}{h_{CI}} \cdot l_{2.CI} \quad (5.23)$$

$$F_{fd.iso} = \frac{Q_{CI}}{h_{CI}} \cdot l_{1.CI} \quad (5.24)$$

Lo anterior se muestra en la Figura 98.

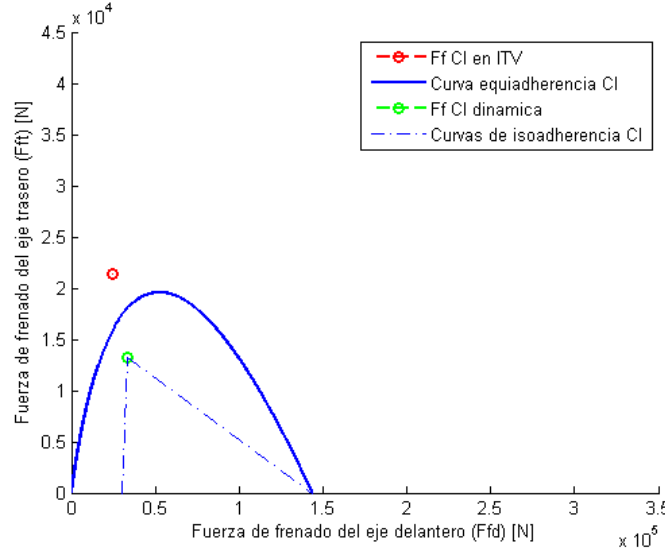


Figura 98: Modelo “fBRAKE” para vehículo a motor, plano Ffd-Fft: curvas de isoadherencia en carga en inspección.

Además, con las ecuaciones de las curvas de isoadherencia y las fuerzas de frenado máximas dinámicas calculadas se puede obtener el coeficiente de adherencia dinámico que el vehículo utilizaría durante el ensayo de frenado dinámico a carga en inspección. Estos coeficientes se muestran en las Ec. (5.25) y (5.26).

$$\mu_{d.iso.CI} = \frac{L}{h_{CI}} \left[\left(F_{ft.CI.d} + \frac{Q_{CI} \cdot l_{2.CI}}{h_{CI}} \right) \cdot \frac{1}{F_{fd.CI.d}} + 1 \right]^{-1} \quad (5.25)$$

$$\mu_{t.iso.CI} = \frac{F_{ft.CI.d} \cdot L}{Q_{CI} \cdot l_{1.CI} - h_{CI} \cdot (F_{fd.CI.d} + F_{ft.CI.d})} \quad (5.26)$$

A continuación, se obtiene la curva de equiadherencia a plena carga (5.27). Para ello, se supondrá que el reparto de pesos en carga es el más desfavorable para desarrollar las máximas fuerzas de frenado, es decir, que el vehículo está cargado hasta su MMA, que el eje delantero está cargado al máximo de su MMA y que el eje trasero soporta la carga restante obtenida mediante la diferencia entre la MMA total y la MMA del 1º eje.

$$(F_{fd.PC.d} + F_{ft.PC.d})^2 + \frac{Q_{PC}}{h_{PC}} \cdot (F_{ft.PC.d} \cdot l_{2.PC} - F_{fd.PC.d} \cdot l_{1.PC}) = 0 \quad (5.27)$$

Al estar el vehículo cargado, la altura del centro de gravedad aumentará. La nueva altura del centro de gravedad a plena carga se ha estimado a 1.700 mm según se muestra en la sección 5.2.3.

Para el cálculo del reparto de pesos se utilizan las Ec. (5.28) y (5.29) obtenidas de equilibrios de la estática, haciendo la suposición explicada anteriormente.

$$l_{1,PC} = \frac{Q_{t,PC}}{Q_{PC}} \cdot L \quad (5.28)$$

$$l_{2,PC} = \frac{Q_{d,PC}}{Q_{PC}} \cdot L \quad (5.29)$$

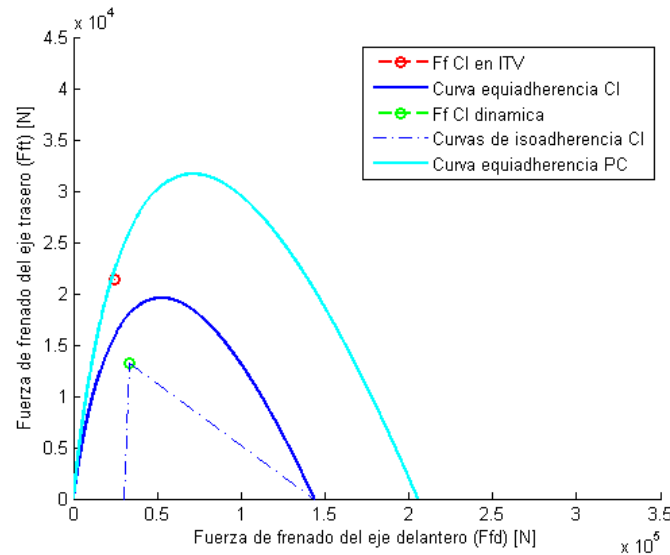


Figura 99: Modelo “fBRAKE” para vehículo a motor, plano Ffd-Fft: curva de equiadherencia con el vehículo a plena carga.

Una vez obtenido el coeficiente de adherencia utilizado durante el ensayo en cada eje, se modifican los valores de estos coeficientes debido al decremento de adherencia que experimenta el neumático al aumentar la carga que soporta. La variación de adherencia se basa en un estudio estadístico del comportamiento de distintos neumáticos de diferentes vehículos al variar la carga sobre ellos. Esta variación de adherencia, llamada parámetro 0, se multiplica por el coeficiente de adherencia anteriormente calculado a partir de las rectas de isoadherencia.

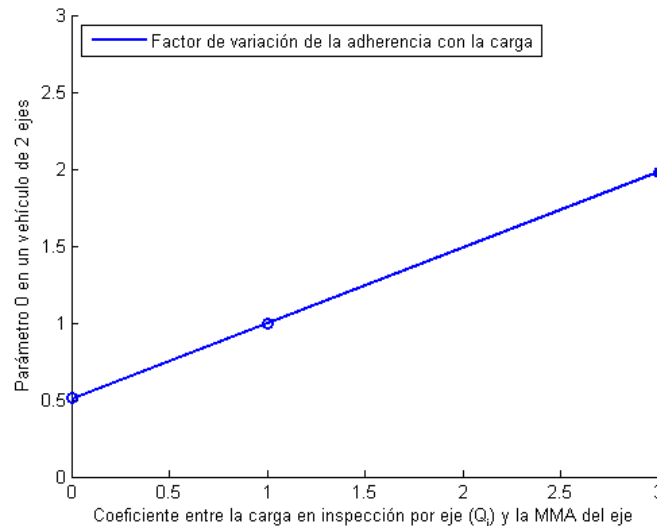


Figura 100: Factor de variación de la adherencia del neumático con la carga.

El parámetro 0 será calculado mediante la Ec. (5.30) y la Ec. (5.31) para el eje delantero y trasero, respectivamente

$$P_{0,d} = m \cdot \left(\frac{Q_{CI}}{MMA} - 1 \right) + 1 \quad (5.30)$$

$$P_{0,t} = m \cdot \left(\frac{Q_{CI}}{MMA} - 1 \right) + 1 \quad (5.31)$$

En la siguiente tabla se muestran los valores del coeficiente m del parámetro 0 para distintas configuraciones de ejes:

Tabla 18: Valores del coeficiente m dependiendo de la configuración de ejes.

Configuración		m
1	Modelo para vehículo a motor de 2 ejes:	
1.0	Vehículo a motor de 2 ejes y neumáticos de carretera	0,49
1.1	Vehículo a motor de 2 ejes y neumáticos todoterreno	0,17
2	Modelo para vehículo a motor de 1+2 ejes:	
2.0	Vehículo a motor de 1+2 ejes y neumáticos de carretera	0,09
2.1	Vehículo a motor de 1+2 ejes y neumáticos todoterreno	0,49
3	Modelo para vehículo a motor de 2+2 ejes:	
3.0	Vehículo a motor de 2+2 ejes y neumáticos de carretera	0,40
3.1	Vehículo a motor de 2+2 ejes y neumáticos todoterreno	0,56
4	Modelo para vehículo a motor de 1+3 ejes	0,20

Una vez obtenido el parámetro 0, se obtendrá el coeficiente de adherencia utilizado por el vehículo durante la frenada dinámica mediante la multiplicación del coeficiente de adherencia obtenido con las rectas de isoaderencia a carga en inspección y el parámetro cero según muestran las Ec. (5.32) y (5.33).

$$\mu_{d.iso.PC} = \mu_{d.iso.CI} \cdot P_{0,d} \quad (5.32)$$

$$\mu_{t.iso.PC} = \mu_{t.iso.CI} \cdot P_{0,t} \quad (5.33)$$

Operando con las rectas de isoaderencia en el eje delantero y trasero se obtienen según las Ec. (5.34) y (5.35) que proporcionan las fuerzas de frenado dinámicas a plena carga en el eje delantero y trasero, respectivamente, a partir del estado de carga del vehículo, la adherencia disponible, la altura del centro de gravedad del vehículo y la distancia entre ejes.

$$F_{fd.PC.d} = \frac{\frac{Q_{PC} \cdot l_{1.PC} \cdot \mu_{t.iso.PC}}{L + \mu_{t.iso.PC} \cdot h_{PC}} + \frac{Q_{PC} \cdot l_{2.PC}}{h_{PC}}}{\frac{L}{h_{PC} \cdot \mu_{d.iso.PC}} + \frac{\mu_{t.iso.PC} \cdot h_{PC}}{L + \mu_{t.iso.PC} \cdot h_{PC}} - 1} \quad (5.34)$$

$$F_{ft.PC.d} = F_{fd.PC.d} \cdot \left(\frac{L}{h_{PC} \cdot \mu_{d.iso.PC}} - 1 \right) - \frac{Q_{PC} \cdot l_{2.PC}}{h_{PC}} \quad (5.35)$$

Representando gráficamente estas dos rectas el plano F_{fd} - F_{ft} queda de la siguiente manera:

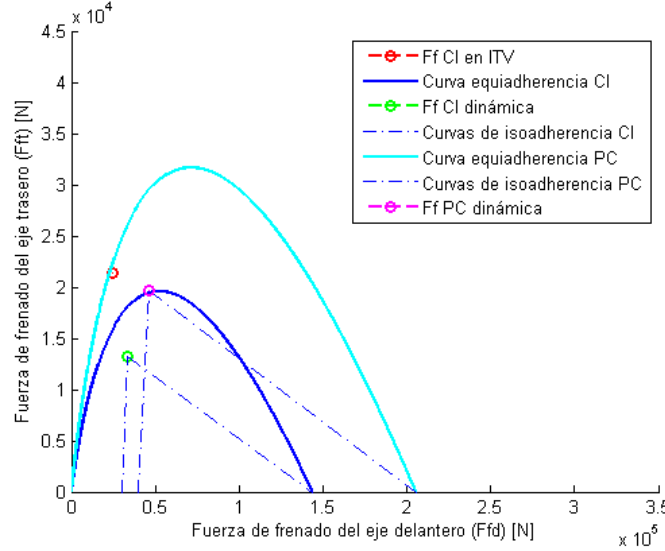


Figura 101: Modelo “fBRAKE” para vehículo a motor, plano F_{fd} - F_{ft} : fuerza de frenado dinámica a plena carga.

Una vez obtenida la fuerza de frenado dinámica máxima a plena carga, se debe corregir el valor obtenido para obtener un dato estático. Esto es debido a que este es el resultado que se obtendría al ensayar un vehículo a plena carga en una estación ITV. El método de corrección de dinámico a estático, es análogo al realizado para la corrección de estático a dinámico, aunque restando al eje delantero el incremento de fuerza de frenado debido a la transferencia de masa para sumárselo al eje trasero (Ver Ec. (5.36) y (5.37)).

$$F_{fd.PC.e} = F_{fd.PC.d} - \mu_{PC}^2 \cdot \frac{Q_{PC} \cdot h_{PC}}{L} \quad (5.36)$$

$$F_{ft.PC.e} = F_{ft.PC.d} + \mu_{PC}^2 \cdot \frac{Q_{PC} \cdot h_{PC}}{L} \quad (5.37)$$

Para el cálculo del coeficiente de adherencia utilizado para el término de transferencia de masa se ha utilizado la Ec. (5.38), análoga a la utilizada al principio del modelo y recogida en la Ec. (5.20):

$$\mu_{PC} = \frac{F_{fd.PC.d} + F_{ft.PC.d}}{Q_{d.PC} + Q_{t.PC}} \quad (5.38)$$

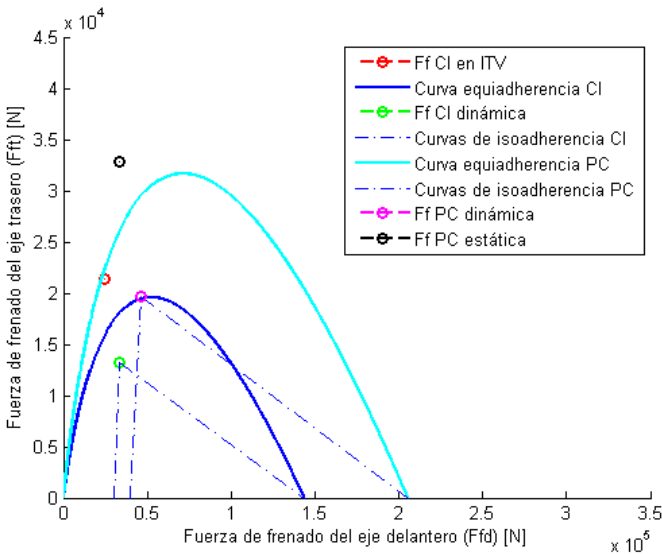


Figura 102: Modelo “fBRAKE” para vehículo a motor, plano Ffd-Fft: fuerza de frenado estática a plena carga.

Una vez obtenidos los valores de fuerzas de frenado se procede a calcular la eficacia de frenado del vehículo a plena carga. En la tabla 3 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 19: Método “fBRAKE”. Resultados de fuerzas de frenado extrapoladas del vehículo ensayado.

Fuerza frenado eje 1º	Fuerza frenado eje 2º	Eficacia frenado método “fBRAKE”	Eficacia frenado sin extrapolar	Eficacia frenado Rev. 6º MPIEITV
33.231 N	32.792 N	56%	39%	72%
		Cumple	No cumple	Cumple

5.2.1.2 Cálculo del desequilibrio de frenado en cada eje

Para el cálculo del desequilibrio de frenado, el método “fBRAKE” utiliza las fuerzas de frenado obtenidas durante la inspección con el vehículo cargado en el estado de carga con el que ha acudido a inspección ITV, considerando que el desequilibrio no varía al aumentar el peso del vehículo. El modelo de extrapolación de fuerzas de frenado propuesto por la norma ISO 21069 [2] realiza la misma hipótesis.

A partir del desequilibrio de frenado y las fuerzas de frenado obtenidas una vez realizada la extrapolación, se pueden calcular las fuerzas de frenado que se obtendrían en cada neumático.

Según se muestra en la sección 3.2.3 el desequilibrio de frenado se define mediante la Ec. (5.39).

$$D(\%) = \frac{100 \cdot (F_{dcha} - F_{izq})}{F_{dcha}}$$

(5.39)

Donde

$D(\%)$ = Representa el valor del desequilibrio de frenado en tanto por ciento,

F_{dcha} = Representa el valor máximo de la fuerza de frenado de la rueda derecha de un eje, siendo F_{dcha} la mayor de ambas,

F_{izq} = Representa el valor máximo de la fuerza de frenado de la rueda izquierda de un eje.

Atendiendo a las fuerzas de frenado obtenidas en la anterior sección 3.2.3 se deberá obtener el valor de desequilibrio al haberse obtenido fuerzas de frenado superiores a 2.400 N.

Retomando las máximas fuerzas de frenado obtenidas en inspección ITV del vehículo utilizado como ejemplo explicativo y calculando los valores de desequilibrio se obtiene los datos mostrados en la Tabla 20.

Tabla 20: Método “fBRAKE”. Máximas fuerzas de frenado obtenidas en inspección ITV del vehículo ensayado y desequilibrio de cada eje.

	Izquierda	Derecha	Total
Fuerza frenado 1º eje	12.681 kg	12.259 kg	24.940 kg
Fuerza frenado 2º eje	11.724 kg	9.700 kg	21.424 kg
Desequilibrio 1º eje	3,32%		
Desequilibrio 2º eje	17,26%		

Despejando de la Ec. (5.39) de desequilibrio de frenado se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$F_{dcha} = \frac{F_{ft.PC.e}}{\left(2 - \frac{D(\%)}{100}\right)} \quad (5.40)$$

$$F_{izq} = F_{ft.PC.e} - Fd \quad (5.41)$$

donde

$D(\%)$ = Representa el valor del desequilibrio de frenado en tanto por ciento,

F_{dcha} = Representa el valor máximo de la fuerza de frenado de la rueda derecha de un eje, siendo F_{dcha} la mayor de ambas,

F_{izq} = Representa el valor máximo de la fuerza de frenado de la rueda izquierda de un eje.

Tabla 21: Método “fBRAKE”. Máximas fuerzas de frenado obtenidas en inspección ITV del vehículo ensayado por rueda.

	Izquierda	Derecha	Total
Fuerza frenado 1º eje	16.897 N	16.334 N	33.231 N
Fuerza frenado 2º eje	17.945 N	14.847 N	32.792 N
Desequilibrio 1º eje	3,32%		
Desequilibrio 2º eje	17,26%		

5.2.2 Resumen de datos necesarios en el modelo de vehículo a motor

Los datos necesarios que se necesitan para poder realizar la extrapolación mediante los modelos “*fBRAKE*” para vehículos a motor y remolques de barra de tracción son los siguientes:

- Obtenido de la Ficha técnica:
 - MMA total
 - MMA por eje
 - Distancia/s entre eje/s
- Obtenido en inspección:
 - Fuerzas de frenado en cada rueda
 - Peso de cada eje

5.2.3 Medida de la altura del centro de gravedad

Según se indica en la sección 5.2.1.1, uno de los parámetros desconocidos del vehículo, que se introduce como hipótesis en el método “*fBRAKE*”, es la altura del centro de gravedad del vehículo. Por ello, a continuación, se muestra un método de medición del centro de gravedad del vehículo, aplicable a vehículos de dos ejes. (Véase en la Figura 20 lo que ocurre al elevar un eje en un vehículo de tres ejes)

Este método se basa en un modelo de cuerpo rígido de vehículo de dos ejes, del cual se puede obtener la altura del centro de gravedad elevando un eje [60]. El resultado de la altura del centro de gravedad puede considerarse orientativo, ya que al estar basado en un modelo rígido no contempla las deformaciones de las suspensiones, neumáticos y chasis del vehículo que ocurren en la realidad.

Sin embargo, este método sería realizable en una estación ITV dotada con sistema de elevación de ejes. Esta medición se aplicaría a un número suficiente de vehículos en función de valores característicos tales como su MMA y tipo de carrozado, y una vez recopilados suficientes valores se podría adecuar el parámetro de la altura del centro de gravedad en función del vehículo inspeccionado.

En la figura 89 se muestra el modelo de vehículo a motor acotado con las medidas necesarias y con las fuerzas existentes.

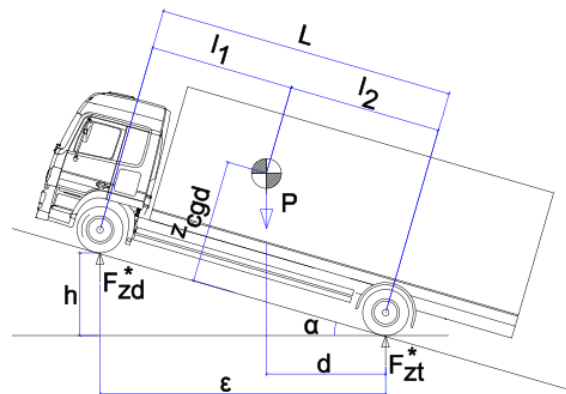


Figura 103: Modelo de cuerpo rígido de dos ejes para obtener la altura del centro de gravedad.

En función de la altura del centro de gravedad, al eje trasero se le transferirá una mayor o menor carga desde el eje delantero. Denominando a con el superíndice * a la masa con el vehículo inclinado se obtiene:

$$Q_d^* = Q_d - \Delta Q \quad (5.42)$$

$$Q_t^* = Q_t + \Delta Q \quad (5.43)$$

donde

Q_d^* = Peso del eje delantero con el vehículo inclinado en kg,

Q_d = Peso del eje delantero con el vehículo horizontal en kg,

ΔQ = Transferencia de masa al inclinar el vehículo en kg,

Q_t^* = Peso del eje trasero con el vehículo inclinado en kg,

Q_t = Peso del eje trasero con el vehículo horizontal en kg.

Realizando un equilibrio de momentos en el punto de contacto del neumático trasero con el asfalto se obtiene:

$$Q_d^* \cdot \varepsilon = Q \cdot \lambda \quad (5.44)$$

donde

Q_d^* = Peso del eje delantero con el vehículo inclinado en kg,

ε = Distancia en horizontal entre el eje delantero y trasero con el vehículo inclinado en mm,

Q = Peso total del vehículo en kg,

λ = Distancia en horizontal entre el eje trasero y el centro de gravedad del vehículo en mm.

A partir de razones trigonométricas se obtienen las Ec. (5.45) y (5.46):

$$\varepsilon = L \cdot \cos \alpha \quad (5.45)$$

$$h = L \cdot \sin \alpha \quad (5.46)$$

donde

L = Distancia entre ejes del vehículo en mm,

α = Ángulo formado entre la horizontal y el vehículo una vez inclinado en rad.

A partir de la Ec. (5.46) se puede obtener el ángulo α de inclinación del vehículo:

$$\alpha = \arcsen\left(\frac{h}{L}\right) \quad (5.47)$$

Sustituyendo la Ec. (5.45) en la Ec. (5.44) se obtiene la Ec. (5.48):

$$Q_d^* \cdot L \cdot \cos \alpha = Q \cdot \lambda \quad (5.48)$$

Siendo por el momento la única incógnita de la Ec. (5.48) la distancia horizontal entre la zona de contacto del neumático trasero y el centro de gravedad del vehículo (λ).

En la Figura 104 se muestra una ampliación de la zona trasera del vehículo para mejorar su visualización:

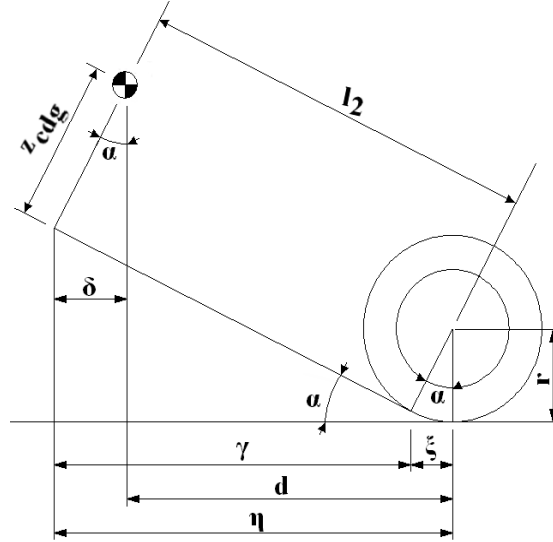


Figura 104: Detalle zona trasera del vehículo durante el ensayo de determinación de la altura del centro de gravedad.

Operando se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\xi = r \cdot \text{sen} \alpha \quad (5.49)$$

$$\delta = z_{cdg} \cdot \text{sen} \alpha \quad (5.50)$$

$$\gamma = l_2 \cdot \cos \alpha \quad (5.51)$$

Observando la Figura 104 se deduce:

$$\lambda = \gamma - \delta + \xi \quad (5.52)$$

Por lo que operando con las Ec. (5.49) a Ec. (5.52), se obtiene:

$$\lambda = l_2 \cdot \cos \alpha + (r - z_{cdg}) \cdot \text{sen} \alpha \quad (5.53)$$

Finalmente, sustituyendo la Ec. (5.53) en la Ec. (5.48) y operando se obtiene la altura del centro de gravedad del vehículo según se muestra en la Ec. (5.54):

$$z_{cdg} = \left(l_2 + r \cdot \text{tg} \alpha - \frac{Q_d^* \cdot L}{Q} \right) \frac{1}{\text{tg} \alpha} \quad (5.54)$$

donde

$$\alpha = \arcsen\left(\frac{h}{L}\right)$$

Sin embargo, debido a la complejidad que representa la medición de la altura del centro de gravedad, el método “fBRAKE” utiliza una altura estándar para todos los vehículos de 1.173 mm cuando están vacíos (valor obtenido del programa de simulación CarSim) y de 1.700 mm cuando están a plena carga.

5.2.3.1 Estabilidad de la altura del centro de gravedad

Debido a que la altura del centro de gravedad no es un parámetro medible y a que los valores se han obtenido de otras fuentes o se han estimado, a continuación, se realiza un análisis de sensibilidad de este parámetro.

Para ello se van a mostrar los resultados que se obtendrían en los siguientes casos:

- Vehículo vacío:
 - Altura $h_{\text{vacío}}=800$ mm, $h_{\text{carga}}=1700$ mm
 - Altura $h_{\text{vacío}}=1.000$ mm, $h_{\text{carga}}=1700$ mm
 - Altura $h_{\text{vacío}}=1.173$ mm (valor utilizado por “fBRAKE”), $h_{\text{carga}}=1700$ mm
 - Altura $h_{\text{vacío}}=1.300$ mm, $h_{\text{carga}}=1700$ mm
 - Altura $h_{\text{vacío}}=1.500$ mm, $h_{\text{carga}}=1700$ mm
- Vehículo a plena carga:
 - Altura $h_{\text{vacío}}=1.173$ mm, $h_{\text{carga}}=1.300$ mm
 - Altura $h_{\text{vacío}}=1.173$ mm, $h_{\text{carga}}=1.500$ mm
 - Altura $h_{\text{vacío}}=1.173$ mm, $h_{\text{carga}}=1.700$ mm (valor utilizado por “fBRAKE”)
 - Altura $h_{\text{vacío}}=1.173$ mm, $h_{\text{carga}}=1.900$ mm
 - Altura $h_{\text{vacío}}=1.173$ mm, $h_{\text{carga}}=2.000$ mm

Tabla 22: Método “fBRAKE”. Análisis de estabilidad de la altura del centro de gravedad.

Vehículo vacío			
	Fuerza de frenado eje 1°	Fuerza de frenado eje 2°	Eficacia frenado método “fBRAKE”
$h_{\text{vacío}}=800$ mm $h_{\text{carga}}=1.700$ mm	33.534	33.914	57%
$h_{\text{vacío}}=1.000$ mm $h_{\text{carga}}=1.700$ mm	33.357	33.344	56%
$h_{\text{vacío}}=1.173$ mm $h_{\text{carga}}=1.700$ mm	33.231	32.792	56%
$h_{\text{vacío}}=1.300$ mm $h_{\text{carga}}=1.700$ mm	33.154	32.343	56%
$h_{\text{vacío}}=1.500$ mm $h_{\text{carga}}=1.700$ mm	33.059	31.541	55%

Vehículo a plena carga			
$h_{\text{vacío}}=1.173 \text{ mm}$ $h_{\text{carga}}=1.300 \text{ mm}$	32.787	31.595	55%
$h_{\text{vacío}}=1.173 \text{ mm}$ $h_{\text{carga}}=1.500 \text{ mm}$	33.027	32.165	55%
$h_{\text{vacío}}=1.173 \text{ mm}$ $h_{\text{carga}}=1.700 \text{ mm}$	33.231	32.792	56%
$h_{\text{vacío}}=1.173 \text{ mm}$ $h_{\text{carga}}=1.900 \text{ mm}$	33.396	33.479	57%
$h_{\text{vacío}}=1.173 \text{ mm}$ $h_{\text{carga}}=2.000 \text{ mm}$	33.463	33.846	57%

En la Tabla 22 se observa como tomando valores extremos de altura de centro de gravedad en vacío y en carga, el resultado de eficacia de frenado tiene una variación de un $\pm 1\%$. Esta variación es aceptable ya que otros parámetros que afectan a la inspección tales como la realización del ensayo en mojado, la curva de calibración del frenómetro, el valor de deslizamiento fijado en el frenómetro para su detención, tipo de frenómetro [38], etc. afectan de igual o mayor modo en el resultado de la inspección.

5.3. Modelo “fBRAKE” para semirremolques [61]

Otro grupo muy importante de vehículos, debido a su número en el parque de vehículos y al elevado peso que transportan, es el de los semirremolques. Estos pueden llegar a transportar una carga superior a las 30 toneladas, que sumada al peso del tractocamión que les remolca llega hasta un máximo autorizado de 40 toneladas en España. Estas combinaciones de vehículos deben cumplir los requisitos de compatibilidad en el frenado que exige el Reglamento 13 [29] y que se muestran en la sección 4.5 y en la sección 4.6.

La familia de modelos de “fBRAKE” para semirremolques está basado en los requisitos de compatibilidad en el frenado que exige el Reglamento 13 [29].

Al igual que los modelos “fBRAKE” para vehículos a motor, los modelos “fBRAKE” para semirremolques utilizan las mediciones de fuerzas de frenado que se obtienen en ITV con el estado de carga que el vehículo tuviera en el momento del ensayo. Con estos datos, los modelos extrapolan las fuerzas de frenado para calcular las fuerzas de frenado que se obtendrían con el vehículo cargado hasta su MMA.

De acuerdo al punto 5.1.4.6.3. del Reglamento 13 [29], la eficacia de frenado mínima que se exige para la homologación del sistema de frenado en semirremolques es del 45%. Este valor es muy próximo o incluso igual al mínimo de eficacia de frenado que se exige en inspección ITV (Ver Tabla 6 para requisitos exigidos de la Directiva 2010/48/UE [1] y ver Tabla 7 para requisitos exigidos por las estaciones ITV en España), por lo que en caso de existir una ligera disminución de las fuerzas de frenado que puede desarrollar el semirremolque debido al desgaste por uso, conduciría a un rechazo en la inspección periódica en ITV por un defecto en el sistema de frenado.

A continuación, se muestra un ejemplo explicativo del modelo de “fBRAKE” para semirremolques de 3 ejes. En el caso de semirremolques de 1 o 2 ejes el cálculo es análogo, aunque solo considerando el número de ejes que instale y aplicando los factores correctores mostrados en la Tabla 29 de la sección 5.3.4.

5.3.1 Ejemplo explicativo modelo “fBRAKE” para semirremolques

La familia de modelos de “fBRAKE” para semirremolques requiere de la medida del peso por ejes en inspección y de las máximas fuerzas de frenado que el vehículo es capaz de desarrollar sobre el frenómetro de rodillos con la carga que acude a inspección, además de datos que se obtienen de la placa de presiones del sistema de frenado del vehículo. En caso de que el vehículo no instalara esta placa de presiones los valores de MMTA por ejes se obtendrían de la ficha técnica y la presión de mando se toma por defecto a 6,5 bares (Ver diagrama explicativo de los datos necesarios en la Figura 120 de la sección 5.3.3). Siempre que el vehículo tenga placa de presión se utilizarán los datos de MMTA que esta indica en vez de los reflejados en la ficha técnica ya que los datos presentes en la ficha técnica han podido ser modificados por reformas anteriores o por limitaciones del fabricante del vehículo durante la homologación del mismo.

A continuación, de manera similar a como se realiza en el modelo de vehículo a motor con ejes tándem, se simplifican los ejes del semirremolque a 1 solo eje (para semirremolques de 2 y 3 ejes). Esta simplificación hace que la fuerza de frenado del eje simplificado sea igual a la suma de todas las fuerzas de frenado realizadas por todos los ejes del semirremolque. Del mismo modo, el peso en el eje simplificado será igual a la suma de los pesos de todos los ejes del semirremolque.

Posteriormente, realizando la extrapolación sobre los diagramas de compatibilidad para semirremolques indicados por el Reglamento 13 [29] de frenado (diagrama 4A) se obtiene la eficacia de frenado extrapolada que el semirremolque alcanzaría en caso de ensayarse a plena carga.

A continuación, se obtienen las fuerzas de frenado que haría cada eje del semirremolque, siendo estas proporcionales a la diferencia entre la MMA de cada eje y el peso en cada eje durante la inspección. Este cálculo se muestra en la sección 5.6.1.2.

Con estos valores de fuerzas máximas de frenado en cada eje se puede calcular la fuerza de frenado en cada rueda a partir del desequilibrio aplicando la Ec. (5.39). mostrada en la sección 5.2.1.2. Este cálculo se muestra en la sección 0.

A continuación, se muestran dos ejemplos de cálculo de la eficacia de frenado aplicando el modelo “fBRAKE” para semirremolques en un mismo semirremolque con dos estados de carga distintos: estado intermedio de carga y a plena carga

5.3.1.1 Ejemplo explicativo para semirremolque de 3 ejes ensayado en un estado intermedio de carga

Con las fuerzas de frenado y pesajes medidos en ITV, junto con ficha técnica, el permiso de circulación y la placa de presiones del sistema de frenado, se pueden obtener los datos del vehículo recogidos en la Tabla 23 y que corresponden al vehículo que se utilizará como ejemplo en esta tesis doctoral para explicar el modelo “*fBRAKE*” para semirremolques.

Tabla 23: Datos del vehículo utilizado para explicar el modelo de “*fBRAKE*” para semirremolques ensayado en un estado intermedio de carga.

MODELO “fBRAKE” SEMIRREMOLQUE 3 EJES			
Obtenido Ficha Técnica:			
MMA to- tal	36.000 kg	MMA eje 2	8.000 kg
MMA eje 1	8.000 kg	MMA eje 3	8.000 kg
MMA kingping	12.000 kg	Longitud total	13,92 m
Tara	7.500 kg	Voladizo trasero	2,82 m
Distancia eje 1 a eje 2	1,36 m	Distancia del kingping al último eje	9,18 m
Distancia eje 2 a eje 3	1,36 m		
Obtenido del permiso de circulación			
Fecha 1ª matriculación		16/10/2002	
Obtenido en inspección ITV:			
Peso eje 1	3.530 kg	Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	7.900 N
		Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	7.510 N
Peso eje 2	3.540 kg	Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	8.210 N
		Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	8.000 N
Peso eje 3	3.560 kg	Fuerza frenado eje 3 rueda izq.	8.620 N
		Fuerza frenado eje 3 rueda dcha.	8.280 N
% Carga en ejes	44,3 %	% Eficacia frenado Rev. 7ª en ITV sin extrapolar	48 %
Obtenido de la placa de presiones			
MMTA eje 1	9.000 kg	MMTA eje 2	9.000 kg
MMTA eje 3	9.000 kg	Presión de mando	6,5 bar



Figura 105: Vehículo utilizado para explicar el modelo “fBRAKE” para semirremolque. [52]

El procedimiento de funcionamiento del modelo “fBRAKE” para semirremolques se explica a continuación utilizando un ejemplo real de semirremolque de 3 ejes ensayado con diferentes estados de carga.

El modelo “fBRAKE” para semirremolques asume que la máxima presión de control y en el actuador se obtiene cuando los ejes van cargados con una carga vertical sobre los mismos igual a la máxima indicada en la placa de presiones (en este caso 9.000 kg por eje, según se aprecia en la Figura 106) y que generalmente coincide con el valor de MMTA de cada eje. En este vehículo la presión en los ejes sería de 5,70 bares cuando transporte 9.000 kg por eje. En ese momento, la presión alcanzada al inicio de la línea de frenado neumática sería de 6,50 bares según indica la placa de presiones.

A continuación, se muestra el formato de la placa de presiones de este vehículo.

Presión de control, pm	6,5		Presión de control, pm	0,7	2,0	6,5
Eje	Peso del eje sin carga	Presión de frenado sin carga	Peso del eje en carga	Presión de frenado en carga		
1	1000	1,1	9000	0,5	1,6	5,7
2	1000	1,1	9000	0,5	1,6	5,7
3	1000	1,1	9000	0,5	1,6	5,7

Figura 106: Datos de la placa de presiones del vehículo utilizado como ejemplo explicativo del modelo “fBRAKE” para semirremolques. [52]

Debido a la anterior simplificación, se puede relacionar la presión en el actuador de frenado y la presión de control con el nivel de carga que el vehículo se inspecciona según se muestra en la Ec. (5.55) y (5.56), respectivamente. Con ello se obtienen los valores de presión que alcanzaría el vehículo cuando se ensayase a MMA, y no a MMTA como indica la placa de presiones.

$$P_{Act.Extrap} = \text{Max}(P_{Act}) \cdot \frac{\sum MMA_i}{\sum MMTA_i} \quad (5.55)$$

$$P_{Act.Extrap} = 5,70 \text{ bar} \cdot \frac{8.000 + 8.000 + 8.000}{9.000 + 9.000 + 9.000} = 5,07 \text{ bar}$$

$$P_{m.Extrap} = \text{Max}(P_m) \cdot \frac{\sum MMA_i}{\sum MMTA_i} \quad (5.56)$$

$$P_{m.Extrap} = 6,50 \text{ bar} \cdot \frac{8.000 + 8.000 + 8.000}{9.000 + 9.000 + 9.000} = 5,78 \text{ bar}$$

donde

$P_{Act.Extrap}$ = Representa la presión en el actuador de frenado utilizada para la extrapolación en bar,

$\text{Max}(P_{Act})$ = Representa la presión máxima en el actuador de frenado en bar,

$P_{m.Extrap}$ = Representa la presión de control utilizada para extrapolar en bar,

$\text{Max}(P_m)$ = Representa la presión máxima de control en bar,

$\sum MMA_i$ = Representa el sumatorio de la Masa Máxima Autorizada de cada eje del vehículo en kg,

$\sum MMTA_i$ = Representa el sumatorio de la Masa Máxima Técnica Autorizada de cada eje del vehículo en kg.

Es decir, el modelo asume que cuando el vehículo se ensaye con todos sus ejes cargados a 8.000 kg, la presión en el actuador sería de 5,07 bar (5,70 bar a 9.000kg) y la presión de control sería de 5,78 bar (6,50 bar a 9.000 kg).

Debido a la anterior simplificación, también se puede calcular la presión en el actuador de frenado y la presión de control durante la inspección en ITV con la carga que portaba el semirremolque según se muestra en la Ec. (5.57) y (5.58), respectivamente

$$P_{Act.Cl} = \text{Max}(P_{Act}) \cdot \frac{\sum q_{Ri}}{\sum MMTA_i} \quad (5.57)$$

$$P_{Act.Cl} = 5,70 \cdot \frac{(3.530 + 3.540 + 3.560)}{(9.000 + 9.000 + 9.000)} = 2,24 \text{ bar}$$

$$P_{m.Cl} = \text{Max}(P_m) \cdot \frac{\sum q_{Ri}}{\sum MMTA_i} \quad (5.58)$$

$$P_{m.Cl} = 6,50 \cdot \frac{(3.530 + 3.540 + 3.560)}{(9.000 + 9.000 + 9.000)} = 2,55 \text{ bar}$$

donde

$P_{Act.Cl}$ = Representa la presión en el actuador alcanzada durante el ensayo a carga en inspección en bar,

$P_{m.Cl}$ = Representa la presión de mando alcanzada durante el ensayo a la carga en inspección en bar,

q_R = Representa el peso sobre las ruedas del semirremolque en kg,

$\sum MMTA_i$ = Representa el sumatorio de la Masa Máxima Técnica Autorizada de cada eje del vehículo en kg.

Es decir, el modelo asume que cuando el vehículo se ensayó, la presión en el actuador alcanzó 2,24 bar y la presión de control alcanzó 2,55 bar.

En la Figura 107 se muestra el diagrama base de compatibilidad con las dos líneas verticales que representan la presión de 4,5 bar que da el Reglamento 13 [29] y la presión de control utilizada para extrapolar a MMA (5,78 bar).

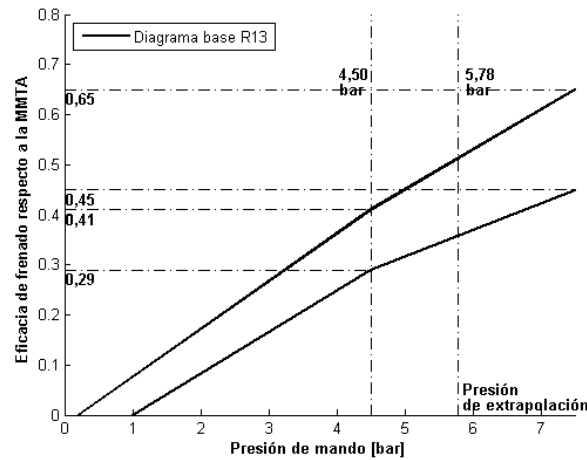


Figura 107: Diagrama base de compatibilidad de frenado para semirremolques representando la línea de 4'50 bar y la presión de extrapolación.

Para determinar los diagramas correspondientes al vehículo a plena carga (MMA) y con el estado de carga de inspección ITV, los valores límite de las ordenadas (eje y) mostrados en el diagrama de la Figura 107 deben ser multiplicados por los factores correctores K_c (para obtener el diagrama a plena carga) y K_{CI} (para obtener el diagrama relativo al estado de carga con el que el vehículo acudió a ITV). Para calcular los factores K_c y K_{CI} son necesarios los siguientes valores:

- q_R = Representa el peso sobre las ruedas del semirremolque durante la inspección ITV. Se obtiene mediante el pesaje del vehículo en ITV. Por otro lado, el valor de Q_R completamente cargado se asume igual a la suma de las MMA de los ejes.
- $q_{R,max}$ = Representa la suma de las MMTA de los ejes del semirremolque. Este valor se obtiene de la ficha técnica del vehículo.
- E_R = Representa la distancia entre el kingpin y el centro del eje/s del semirremolque. Este valor se obtiene de la ficha técnica del vehículo.
- h_R = Representa la altura del centro de gravedad del semirremolque. Este valor es diferente en cada vehículo y en cada condición de carga y su valor exacto es difícil de obtener. Por esta razón, el modelo “fBRAKE” para semirremolques estima este parámetro según se indica en la Figura 108 y en la Ec. (5.59).

$$h_R = 1 + \frac{1}{30.000} \sum q_{Ri} \quad (5.59)$$

$$h_R = 1 + \frac{1}{30.000} (3.530 + 3.540 + 3.560) = 1,35 \text{ m}$$

donde

$\sum q_{Ri}$ = Representa el sumatorio del peso de los ejes del vehículo en kg.

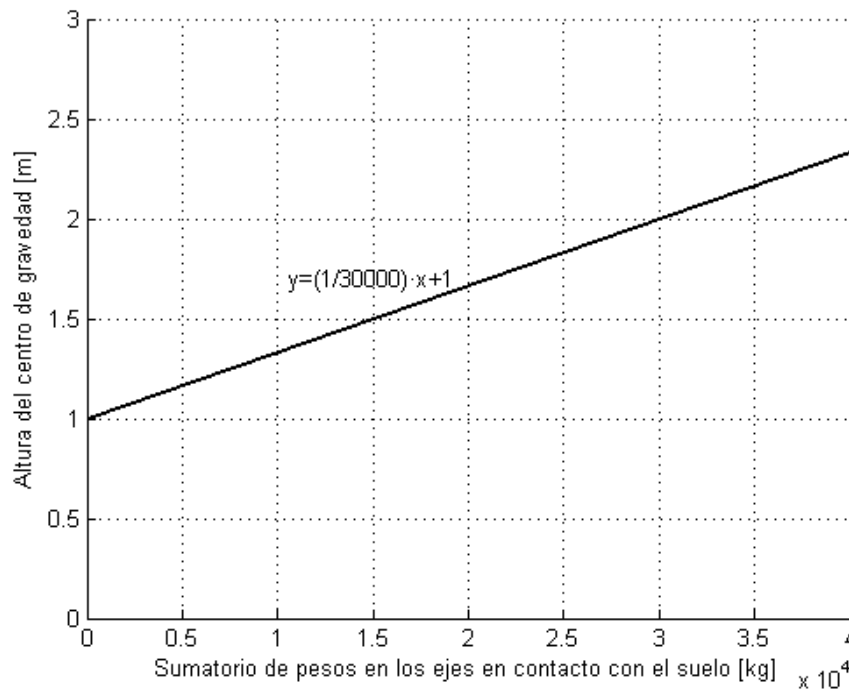


Figura 108: Estimación de la altura del centro de gravedad de en los semirremolques.

- g = Representa la aceleración de la gravedad ($9,81 \text{ m/s}^2$),
- q = Representa el peso sobre las ruedas del vehículo y sobre el punto de acoplamiento. El peso sobre el punto de acoplamiento es un peso estimado – en caso contrario el tiempo de inspección aumentaría considerablemente- teniendo en cuenta el peso sobre las ruedas y asumiendo que cuando estas alcanzan su valor de MMA en el acoplamiento se obtendrá igualmente un peso igual a la MMA del acoplamiento. Esta simplificación viene expresada matemáticamente según la Ec. (5.60).

$$q_{KP,CI} = q_R \cdot \frac{MMA_{KP}}{\sum MMA_i} \quad (5.60)$$

$$q_{KP,CI} = (3.530 + 3.540 + 3.560) \cdot \frac{12.000}{(8.000 + 8.000 + 8.000)} = 5.315 \text{ kg}$$

donde

$q_{KP,CI}$ = Representa la carga normal estática sobre el punto de acoplamiento del semirremolque a carga en inspección en kg,

q_R = Representa el peso sobre las ruedas del semirremolque en kg,

MMA_{KP} = Representa la Masa Máxima Autorizada del acoplamiento del semirremolque en kg,

$\sum MMA_i$ = Representa el sumatorio de la Masa Máxima Autorizada de cada eje del vehículo en kg.

Debido a lo anterior, el peso sobre el kingpin en el momento de inspección para el vehículo ejemplo se estima a 5.315 kg.

A continuación, se debe calcular el reparto de pesos que tendría el vehículo en caso de circular a plena carga. Este reparto de pesos es necesario para el posterior cálculo de los coeficientes correctores de las curvas de compatibilidad como se muestra en la sección 4.6.

Para ello se diferencia entre los dos siguientes escenarios:

1. MMA total = MMA kingping + Σ MMA ejes
2. MMA total < MMA kingping + Σ MMA ejes

En el primer caso, el peso del kingping y de los ejes, cuando el vehículo circule a su MMA, será igual a sus MMA.

Sin embargo, cuando la suma de las MMA en el kingping y en el/los eje/s sea superior a la MMA total del vehículo el reparto de cargas no es tan inmediato. En estos casos el modelo "fBRAKE" realiza un reparto de pesos por ejes suponiendo una carga uniformemente distribuida en toda la zona de carga del camión. En caso de que el kingping o alguno de los ejes sobrecargue al hacer la distribución de carga, se utilizará en el kingping o en ese eje un peso igual a su MMA.

Con lo anterior se calculan los factores correctores K_c (carga) y K_{CI} (carga en ITV) según muestra la Ec. (5.61) y en la Ec. (5.62) [29].

A plena carga (MMA):

$$K_c = \left[1,7 - \frac{0,7 \cdot q_{R,c}}{q_{R,max}} \right] \left[1,35 - \frac{0,96}{E_R} \left(1,0 + (h_{R,c} - 1,2) \frac{q_c}{q_{R,c}} \right) \right] - \left[1,0 - \frac{Q_{R,c}}{Q_{R,max}} \right] \left[\frac{h_{R,c} - 1,0}{2,5} \right] = 1,1438 \quad (5.61)$$

donde

$q_{R,c}$ = Representa el máximo peso sobre las ruedas del semirremolque, es decir, la MMA de los ejes en kg,

$q_{R,max}$ = Representa la suma de las MMTA de los ejes del semirremolque en kg,

E_R = Representa la distancia entre el kingping y el centro del eje/s del semirremolque en m,

$h_{R,c}$ = Representa la altura del centro de gravedad del semirremolque a plena carga en m,

q_c = Representa el peso total (incluyendo carga sobre el kingping) del, es decir, la MMA de los ejes vehículo en kg.

A carga en inspección:

$$K_{CI} = \left[1,7 - \frac{0,7 \cdot q_{R,CI}}{q_{R,max}} \right] \left[1,35 - \frac{0,96}{E_R} \left(1,0 + (h_{R,CI} - 1,2) \frac{q_{CI}}{q_{R,CI}} \right) \right] - \left[1,0 - \frac{q_{R,CI}}{q_{R,max}} \right] \left[\frac{h_{R,CI} - 1,0}{2,5} \right] = 1,6217 \quad (5.62)$$

donde

$q_{R,CI}$ = Representa el peso sobre las ruedas del semirremolque en kg,

$q_{R,max}$ = Representa la suma de las MMTA de los ejes del semirremolque en kg,

E_R = Representa la distancia entre el kingping y el centro del eje/s del semirremolque en m,

$h_{R,CI}$ = Representa la altura del centro de gravedad del semirremolque en m,
 q_{CI} = Representa el peso total (incluyendo carga sobre el kingpin) del vehículo en kg.

Multiplicando los límites indicados en el eje Y (0'65, 0'45, 0'41 y 0'29) del diagrama base (Figura 107) por los factores correctores K_c y K_{CI} , se obtienen los diagramas en condiciones de plena carga (línea roja) y a carga en inspección (línea azul) mostrados en la Figura 109.

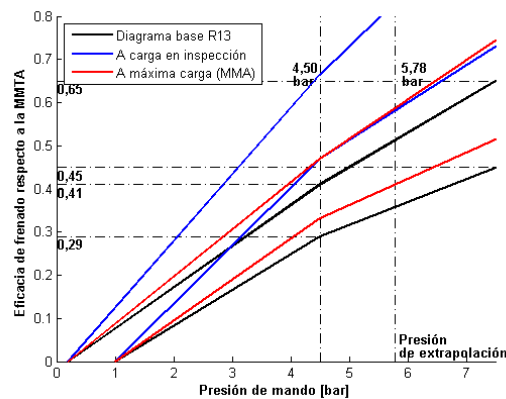


Figura 109: Diagrama base de compatibilidad de frenado, diagrama a carga en inspección y diagrama a plena carga para el ensayo en un estado intermedio de carga.

La eficacia de frenado obtenida en inspección puede ser calculada mediante el sumatorio de las fuerzas de frenado obtenido en inspección y la división del producto de la MMA de los ejes y la aceleración de la gravedad (Ver Ec. (3.2)) en la sección 3.2.

Sin embargo, para poder situar el punto correspondiente al ensayo en ITV en el plano del diagrama de la Figura 109 se debe calcular la eficacia referida a la MMTA del vehículo. Por lo tanto, en el denominador de la Ec. (3.2) se deberá sustituir la MMA por la MMTA según se muestra en la Ec. (5.63).

$$E_{MMTA}(\%) = \frac{\Sigma F_f}{\Sigma MMTA_{eje} \cdot g} \cdot 100 \quad (5.63)$$

donde

$E_{MMTA}(\%)$ = Representa el valor de la eficacia de frenado referida a la MMTA en tanto por ciento,

ΣF_f = Representa el sumatorio de las lecturas del frenómetro en cada eje en N,

$\Sigma MMTA_{eje}$ = Representa el sumatorio de las Masas Máximas Técnicas Autorizadas en cada eje del semirremolque en kg,

g = Representa la aceleración de la gravedad (9,81 m/s²).

Operando se obtiene una eficacia de frenado referida a la MMTA del 18,3%. Este valor, junto con la presión de control alcanzada durante la máxima frenada en inspección ITV (Ver Ec. (5.58)) se puede localizar sobre el diagrama de compatibilidad de frenado el punto de frenado obtenido en la inspección ITV (2,55 bar) según se muestra en la Figura 110. Destacar que para ubicar este punto de

extrapolación se debe utilizar la presión de control (en vez de la presión en el actuador) ya que el eje x del diagrama 4A del Reglamento 13 [29] está referido a la presión de control.

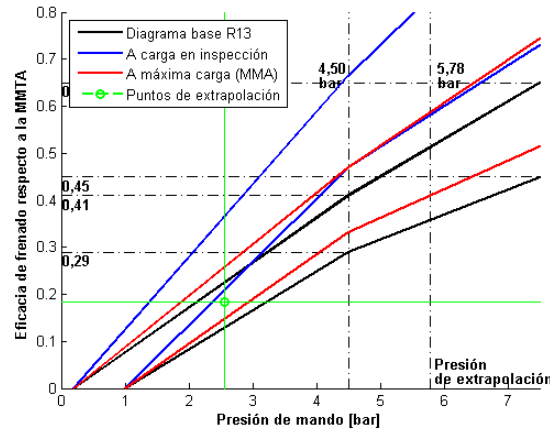


Figura 110: Localización del punto de frenado obtenido en ITV sobre el diagrama de compatibilidad de frenado para semirremolques.

Teniendo en cuenta que la relación entre el diagrama base y el diagrama de frenado a carga en inspección (líneas azules) es el factor K_{CI} y que la relación entre el diagrama base y el diagrama a plena carga (líneas rojas) es el factor K_c , se puede obtener una relación entre el diagrama a carga en inspección y el diagrama a plena carga según muestra la Ec. (5.64).

$$\text{Diagrama a plena carga} \rightarrow \text{Diagrama Base} \times K_c$$

$$\text{Diagrama a carga en inspección} \rightarrow \text{Diagrama Base} \times K_{CI} \quad (5.64)$$

$$\frac{\text{Diagrama a plena carga}}{\text{Diagrama a carga en inspección}} \rightarrow \frac{K_c}{K_{CI}}$$

Por esta razón, se puede realizar un cambio de diagrama desde el diagrama a carga en inspección al diagrama a plena carga multiplicando la eficacia de frenado obtenida en ITV por la relación K_c/K_{CI} manteniendo la coordenada de presión de mando según se muestra en la Figura 111. La coordenada de este punto sería de 2,55 bares y 12,9% de eficacia. Si embargo, en este punto se añade un parámetro de ajuste de la presión de control: η . Este parámetro se utiliza para ajustar el resultado final de eficacia de frenado que se obtendrá con el modelo consiguiendo así que la eficacia obtenida se aproxime a la eficacia patrón que se obtiene ensayando el vehículo a plena su MMA.

Para los semirremolques de 3 ejes se ha estimado que este parámetro toma el valor de 0,039. En la Tabla 29 de la sección 5.3.4 se muestran los valores que toman los parámetros de ajuste para cada modelo de semirremolque.

Con lo anterior, la coordenada ajustada de este punto sería de 2,55 bares y 16,8% de eficacia, según se muestra en la Figura 111.

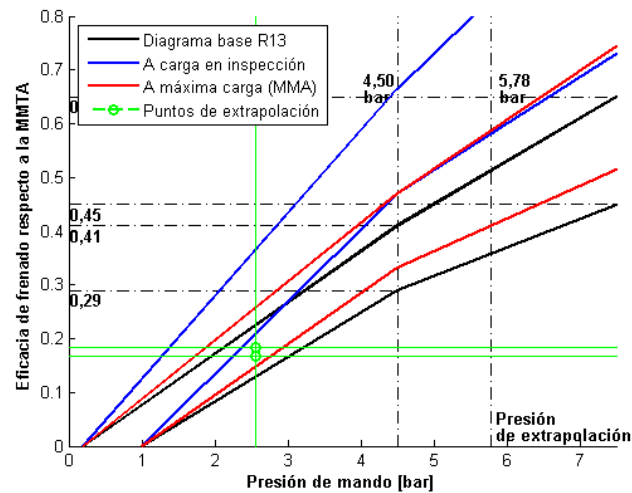


Figura 111: Localización del punto de frenado a plena carga sobre el diagrama de compatibilidad de frenado para el ensayo de semirremolques en vacío.

A partir de este momento, la evolución de la eficacia de frenado al aumentar la presión de control debe quedar dentro del diagrama a plena carga (líneas rojas).

A continuación, se extrapola la eficacia de frenado hasta la presión de control de 4,5 bares mediante una línea que toma la pendiente media entre las dos líneas rojas ubicadas entre 0 bar y 4,50 bar; multiplicada por un parámetro de ajuste de la pendiente κ . Este parámetro de ajuste toma un valor inferior a uno, por lo que reduce la pendiente de la recta de extrapolación. De este modo se considera la pérdida de efectividad del sistema de frenado debido al desgaste quedándose del lado de la seguridad. En la Figura 112 se muestra la extrapolación hasta 4,5 bares. Para semirremolques de 3 ejes el parámetro de ajuste de la pendiente κ toma un valor de 0,75. En la Tabla 29 de la sección 5.3.4 se muestran los valores que toman los parámetros de ajuste para cada modelo de semirremolque.

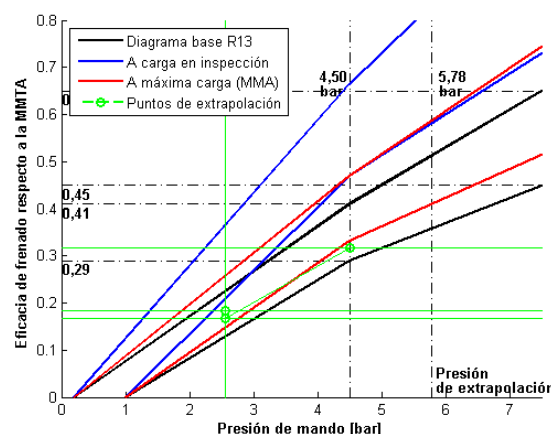


Figura 112: Extrapolación a 4'50 bar sobre el diagrama de compatibilidad de frenado a plena carga para semirremolques.

La pendiente utilizada en este tramo ha sido de 0.0764 bar^{-1} y las coordenadas del punto de extrapolación obtenido son de 4,50 bar y 31,7%.

A 4,5 bares hay un cambio de la pendiente en el diagrama de compatibilidad según indica el diagrama base del Reglamento 13 [29]. Los fabricantes del sistema de frenado podrían diseñar sus vehículos de forma que el ritmo de crecimiento de la presión de control -y por ende en los actuadores de frenado- se redujera para ceñirse aún más al Diagrama 4A del Reglamento 13 [29]. No obstante, los fabricantes por norma general, homologan sus sistemas de frenado sin que el sistema de frenado tenga una regulación extra a partir de 4,50 bares; siguiendo un ritmo de crecimiento de la presión igual al mostrado en el tramo anterior. En la Figura 113 se muestran, entre otros, los resultados del ensayo de homologación en un semirremolque, donde se aprecia el diagrama 4A del Reglamento 13 [29] y la evolución de la eficacia de frenado con la presión de mando.

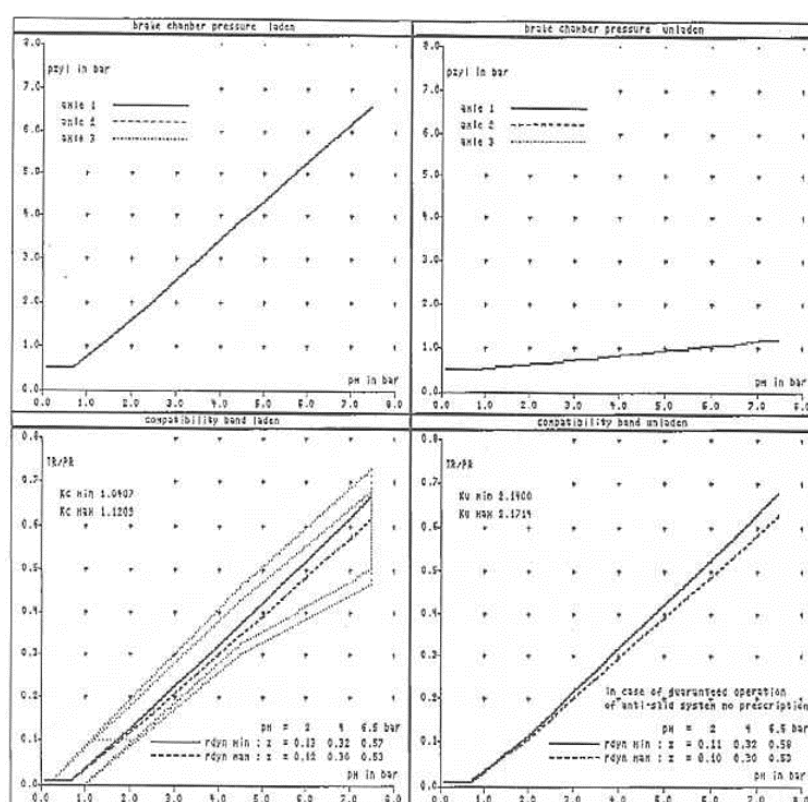


Figura 113: Homologación del sistema de frenado de un semirremolque. [62]

Debido a lo anterior, se continúa extrapolando las fuerzas de frenado hasta la presión de control de extrapolación de 5,78 bar calculada en la Ec. (5.58) con la misma pendiente que en el primer tramo de extrapolación. En la Figura 114 se muestra esta extrapolación.

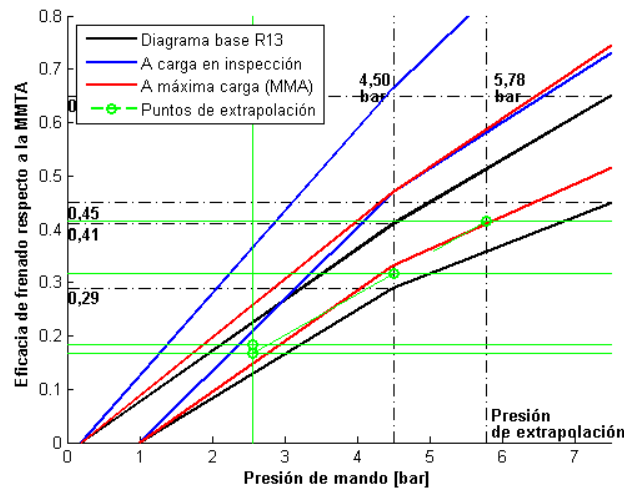


Figura 114: Extrapolación hasta la presión de control de extrapolación sobre el diagrama de compatibilidad de frenado a plena carga para semirremolques.

Además, en este punto se aplica un factor corrector obtenido con el objetivo de optimizar el modelo a partir de los datos obtenidos en los vehículos ensayados. El factor corrector consiste en restar un 2% de la eficacia de frenado obtenida a partir de la extrapolación con “*fBRAKE*” en vehículos ensayados en los que la suma de los pesos por eje medidos en inspección era inferior al 30% de la suma de la MMA de los ejes. Esta corrección se realiza para considerar la tendencia al movimiento del semirremolque encima del frenómetro de rodillos, cuando la inspección se hace sin carga o en un estado intermedio de carga.

En la Figura 114 se muestra la extrapolación hasta la presión de extrapolación, con un resultado de eficacia de frenado del 41,4%. Esta eficacia de frenado está referida a la MMTA, por lo que operando con la Ec. (5.63) se puede obtener las fuerzas de frenado del semirremolque que dan esta eficacia de frenado. Para el ejemplo que aquí se muestra, la fuerza de frenado total sería de 109.714 N, que se traduce en un 47% de eficacia de frenado calculada de acuerdo a la Ec. (3.2).

Durante la extrapolación de presiones se observa como el recorrido de extrapolación no recorre en todo momento el pasillo marcado por el Diagrama 4A. Esto puede ser un signo de que el sistema de frenado del vehículo tiene un desgaste tal que haría aconsejable su revisión. No obstante, al ser la eficacia de frenado final superior al valor de rechazo y al no ser obligatoria la revisión de la compatibilidad durante la inspección ITV, este vehículo obtendría una calificación en la inspección de frenado de favorable.

En la sección 5.6 se muestra el cálculo que se realiza para obtener las fuerzas de frenado de cada rueda a partir de la fuerza de frenado total obtenida mediante la extrapolación con el modelo “*fBRAKE*”. Operando como se indica en dicha sección se obtienen las fuerzas de frenado por rueda que se muestran en la Tabla 24.

Tabla 24: Resultados obtenidos mediante extrapolación con “fBRAKE” para semirremolques en un estado intermedio de carga.

Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	18.388 N
Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	17.481 N
Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	18.549 N
Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	18.074 N
Fuerza frenado eje 3 rueda izq.	18.985 N
Fuerza frenado eje 3 rueda dcha.	18.237 N

En la Figura 119 de la sección 5.3.1.3 se muestra este ensayo junto con otros ensayos realizados a este mismo semirremolque en diferentes estados de carga. Este ensayo aparece en esa figura con el nombre de E2.

5.3.1.2 Ejemplo explicativo para semirremolque de 3 ejes ensayado con carga

En el caso de que el vehículo se inspeccione en un nivel intermedio de carga, con el cual no alcance la eficacia de frenado mínima exigida y la presión de control quede entre 4’5 bar y la presión de extrapolación, el modelo “fBRAKE” únicamente extrapola en la segunda región del diagrama hasta alcanzar la presión de extrapolación.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos al inspeccionar el mismo vehículo con un estado de carga cercano a su MMA. En la Tabla 25 se muestran los pesos y las fuerzas de frenado medidas en ITV durante el ensayo del vehículo.

Tabla 25: Datos del vehículo utilizado para explicar el modelo de “fBRAKE” para semirremolques ensayado a plena carga.

Obtenido en inspección ITV:			
Peso eje 1	7.380 kg	Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	16.440 N
		Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	15.770 N
Peso eje 2	7.360 kg	Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	17.350 N
		Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	17.240 N
Peso eje 3	7.330 kg	Fuerza frenado eje 3 rueda izq.	16.920 N
		Fuerza frenado eje 3 rueda dcha.	16.930 N
% Carga en ejes	91,9 %	% Eficacia frenado Rev. 7ª en ITV sin extrapolar	43 %

Operando de manera análoga a como se muestra en la sección 5.3.1.1 se obtendría la presión de control a la cual se va a extrapolar (esta no cambia de 5,78 bar) y la presión de control alcanzada durante la inspección ITV (Ver Ec. (5.65)).

$$P_{m,Cl} = \text{Max}(P_m) \cdot \frac{\sum q_{Ri}}{\sum MMTA_i} \quad (5.65)$$

$$P_{m,CI} = 6,50 \cdot \frac{(7.380 + 7.360 + 7.330)}{(9.000 + 9.000 + 9.000)} = 5,31 \text{ bar}$$

Por otro lado, al haber cambiado el estado de carga, se modifican los diagramas de extrapolación. Operando con los nuevos pesos por eje y la nueva altura del centro de gravedad obtenida de la Ec. (5.59).

$$h_R = 1 + \frac{1}{30.000} \sum q_{Ri}$$

$$h_R = 1 + \frac{1}{30.000} (7.380 + 7.360 + 7.330) = 1,73 \text{ m} \quad (5.66)$$

Además, también se deberá recalcular el peso que cae sobre el kingping con los nuevos pesos tal y como se hizo en la sección 5.3.1.1.

$$q_{KP,CI} = q_R \cdot \frac{MMA_{KP}}{\sum MMA_i}$$

$$q_{KP,CI} = (7.380 + 7.360 + 7.330) \cdot \frac{12.000}{(8.000 + 8.000 + 8.000)} = 11.035 \text{ kg} \quad (5.67)$$

Debido a lo anterior, el peso sobre el kingping en el momento de inspección para el vehículo ejemplo se estima a 11.035 kg. En este semirremolque, al ser la MMA total igual a la suma de la MMA por ejes, no es necesario hacer el reparto de cargas para ver cómo se repartiría la masa cuando el semirremolque esté a cargado a MMA.

Con lo anterior se calculan los factores correctores K_c (carga) y K_{CI} (carga en ITV) según muestra la Ec. (5.68) y en la Ec. (5.69). [29].

A plena carga (MMA):

$$K_c = \left[1,7 - \frac{0,7 q_{R,c}}{q_{R,max}} \right] \left[1,35 - \frac{0,96}{E_R} \left(1,0 + (h_{R,c} - 1,2) \frac{q_c}{q_{R,c}} \right) \right] -$$

$$- \left[1,0 - \frac{q_{R,c}}{q_{R,max}} \right] \left[\frac{h_{R,c} - 1,0}{2,5} \right] = 1,1438 \quad (5.68)$$

A carga en inspección:

$$K_{CI} = \left[1,7 - \frac{0,7 q_{R,CI}}{q_{R,max}} \right] \left[1,35 - \frac{0,96}{E_R} \left(1,0 + (h_{R,CI} - 1,2) \frac{q_{CI}}{q_{R,CI}} \right) \right] -$$

$$- \left[1,0 - \frac{q_{R,ITV}}{q_{R,max}} \right] \left[\frac{h_{R,ITV} - 1,0}{2,5} \right] = 1,2191 \quad (5.69)$$

Con lo anterior, se obtienen los diagramas en condiciones de plena carga (línea roja) y a carga en inspección (línea azul) mostrados en la Figura 115.

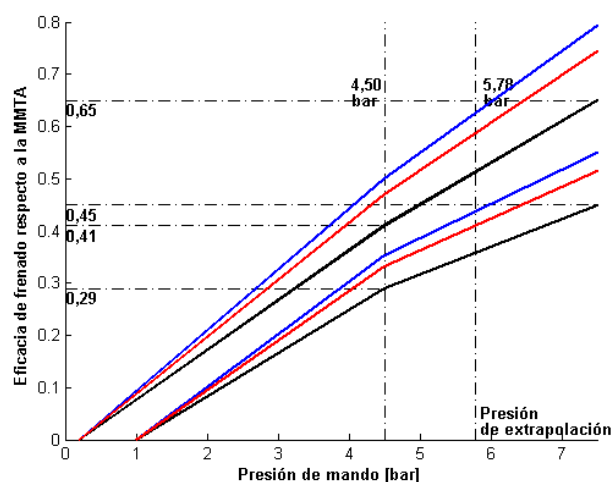


Figura 115: Diagrama base de compatibilidad de frenado, diagrama a carga en inspección y diagrama a plena carga para el ensayo de semirremolques con carga.

Igualmente a como se realiza en el ejemplo del vehículo en un estado intermedio de carga, se debe calcular la eficacia de frenado referida a la MMTA mediante la Ec. (5.63).

Operando se obtiene una eficacia de frenado referida a la MMTA del 38,0%. Este valor, junto con la presión de control alcanzada durante la máxima frenada en inspección ITV (Ver Ec. (5.65)) se puede localizar sobre el diagrama de compatibilidad de frenado el punto de frenado obtenido en la inspección ITV (5,31 bar) según se muestra en la Figura 116.

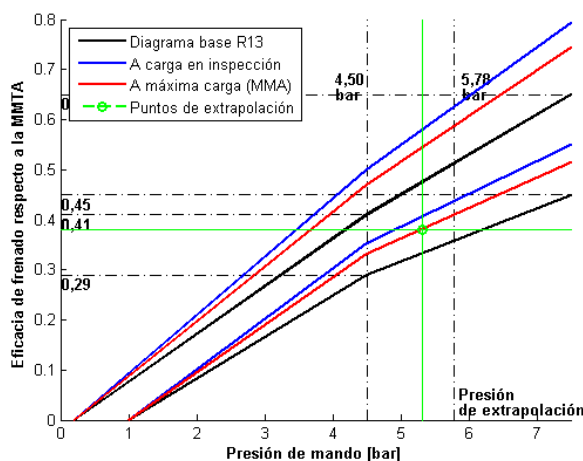


Figura 116: Localización del punto de frenado obtenido en ITV sobre el diagrama de compatibilidad de frenado para el ensayo de semirremolques en carga.

A continuación, se puede realizar el cambio de diagrama desde el diagrama a carga en inspección al diagrama a plena carga. La coordenada de este punto sería de 5,31 bares y 35,6% de eficacia.

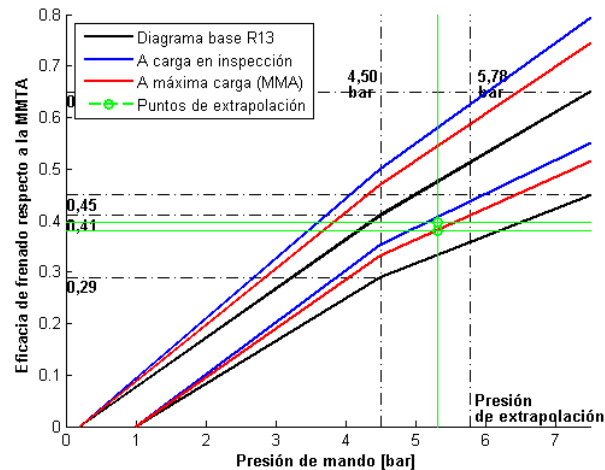


Figura 117: Localización del punto de frenado a plena carga sobre el diagrama de compatibilidad de frenado para el ensayo de semirremolques en carga.

Aplicando el parámetro de ajuste de la presión de control η de 0,039 (Ver sección 5.3.1.1 y Tabla 29 de la sección 5.3.4), se obtiene que la coordenada ajustada de este punto sería de 5,31 bares y 39,4% de eficacia según se muestra en la Figura 117.

A partir de este momento, la evolución de la eficacia de frenado al aumentar la presión de control debe quedar dentro del diagrama a plena carga (líneas rojas).

A continuación, se extrapola la eficacia de frenado hasta la presión de control de 5,78 bares con una recta de extrapolación con una pendiente calculada del mismo modo que se calcula en la sección 5.3.1.1, es decir una línea que toma la pendiente media entre las dos líneas rojas ubicadas entre 0 bar y 4,50 bar; multiplicada por un parámetro de ajuste de la pendiente κ que un valor de 0,75 (Ver sección 5.3.1.1). En la Tabla 29 de la sección 5.3.4 se muestran los valores que toman los parámetros de ajuste para cada modelo de semirremolque.

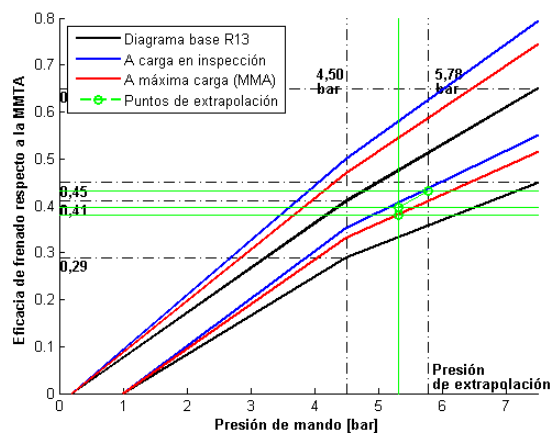


Figura 118: Extrapolación a 5,78 bar sobre el diagrama de compatibilidad de frenado a plena carga para el ensayo de semirremolques en carga.

Las coordenadas del punto de extrapolación obtenido son de 5,78 bar y 43,1%, según se muestra en la Figura 118. Esta eficacia de frenado está referida a la MMTA, por lo que operando con la Ec. (5.63) se puede obtener las fuerzas de frenado del semirremolque que dan esta eficacia de frenado. Para el ejemplo que aquí se muestra, la fuerza de frenado total sería de 114.170 N, que se traduce en un 48% de eficacia de frenado calculada de acuerdo a la Ec. (3.2).

En la sección 5.6 se muestra el cálculo que se realiza para obtener las fuerzas de frenado de cada rueda a partir de la fuerza de frenado total obtenida mediante la extrapolación con el modelo “fBRAKE”. Operando como se indica en dicha sección se obtienen las fuerzas de frenado por rueda que se muestran en la Tabla 26.

Tabla 26: Resultados obtenidos mediante extrapolación con “fBRAKE” con carga.

Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	18.656 N
Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	17.896 N
Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	19.598 N
Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	19.474 N
Fuerza frenado eje 3 rueda izq.	19.265 N
Fuerza frenado eje 3 rueda dcha.	19.277 N

En la Figura 119 de la sección 5.3.1.3 se muestra este ensayo junto con otros ensayos realizados a este mismo semirremolque en diferentes estados de carga. Este ensayo aparece en esa figura con el nombre de E5.

5.3.1.3 Resultados obtenidos para semirremolque de 3 ejes con distintos estados de carga

Este método ha sido aplicado en este vehículo con diferentes estados de carga: desde completamente descargado hasta completamente cargado. Los pesos y fuerzas de frenado obtenidas durante la inspección fueron las siguientes:

Tabla 27: Otros ensayos del vehículo utilizado para explicar el modelo de “fBRAKE” para semirremolques.

Obtenido en inspección ITV:			
Peso eje 1	1.610 kg	Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	3.480 N
		Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	3.230 N
Peso eje 2	1.500 kg	Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	3.720 N
		Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	3.260 N
Peso eje 3	1.590 kg	Fuerza frenado eje 3 rueda izq.	3.240 N
		Fuerza frenado eje 3 rueda dcha.	2.840 N
% Carga en ejes	19,6%	% Eficacia frenado Rev. 7^a en ITV sin extrapolar	8%
Obtenido en inspección ITV:			
Peso eje 1	4.130 kg	Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	9.540 N
		Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	8.440 N
Peso eje 2	4.040 kg	Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	9.830 N

		Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	9.270 N
Peso eje 3	3.840 kg	Fuerza frenado eje 3 rueda izq.	9.830 N
		Fuerza frenado eje 3 rueda dcha.	10.000 N
% Carga en ejes	50%	% Eficacia frenado Rev. 7ª en ITV sin extrapolar	24%
Obtenido en inspección ITV:			
Peso eje 1	5.190 kg	Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	12.500 N
		Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	11.940 N
Peso eje 2	5.190 kg	Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	11.790 N
		Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	11.430 N
Peso eje 3	4.920 kg	Fuerza frenado eje 3 rueda izq.	11.000 N
		Fuerza frenado eje 3 rueda dcha.	11.740 N
% Carga en ejes	63,7%	% Eficacia frenado Rev. 7ª en ITV sin extrapolar	30%

En la Figura 119 se muestran los resultados de aplicar el modelo “fBRAKE” de semirremolques en los dos ejemplos explicados en la sección 5.3.1.1 y en la sección 5.3.1.2 y a los resultados mostrados en la Tabla 27. Además, también se muestra el valor de rechazo que le aplica a este vehículo según el Manual de Procedimiento de Inspección en las Estaciones de ITV, el valor patrón de eficacia de frenado y los resultados de eficacia de frenado que se obtienen con las fuerzas de frenado medidas en ITV aplicando la Revisión 7ª del Manual de Procedimiento [5].

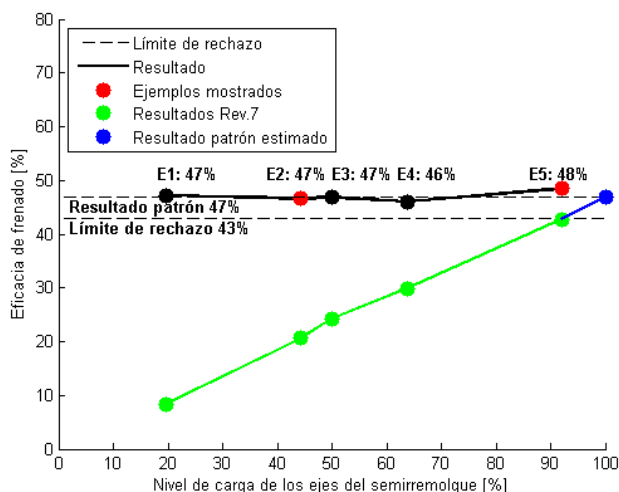


Figura 119: Resultados obtenidos con diferentes estados de carga aplicando “fBRAKE” en el vehículo ensayado de ejemplo.

Los resultados de fuerza de frenado obtenidos aplicando el modelo “fBRAKE” en los 3 ensayos no explicados en la sección 5.3.1.1 y en la sección 5.3.1.2 son los siguientes:

Tabla 28: Resultados de fuerza de frenado con “fBRAKE” para semirremolques

Ensayo 1 “E1”	
Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	19.148 N
Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	17.772 N
Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	20.098 N
Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	17.612 N
Fuerza frenado eje 3 rueda izq.	19.389 N
Fuerza frenado eje 3 rueda dcha.	16.995 N
% Eficacia de frenado mediante “fBRAKE”	47%
Ensayo 3 “E3”	
Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	18.698 N
Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	16.542 N
Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	18.920 N
Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	17.842 N
Fuerza frenado eje 3 rueda izq.	19.027 N
Fuerza frenado eje 3 rueda dcha.	19.356 N
% Eficacia de frenado mediante “fBRAKE”	47%
Ensayo 4 “E4”	
Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	18.840 N
Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	17.996 N
Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	18.084 N
Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	17.532 N
Fuerza frenado eje 3 rueda izq.	17.572 N
Fuerza frenado eje 3 rueda dcha.	18.754 N
% Eficacia de frenado mediante “fBRAKE”	46%

Como se muestra en la Figura 119, gracias al modelo “fBRAKE” no es necesaria la inspección del vehículo a plena carga para alcanzar resultados satisfactorios y similares a los que se obtienen a plena carga.

Se observa como el modelo “fBRAKE” obtiene resultados similares independientemente del estado de carga del vehículo en el momento de inspección. Este modelo está fuertemente relacionado con el modo en el que el sistema de frenado de los semirremolques funciona. Según se aprecia en la Figura 119, la diferencia máxima entre resultados de eficacia de frenado es del 2%. Es de resaltar que existen factores que pueden afectar a las fuerzas de frenado medidas en ITV tales como:

- Error de medición del frenómetro.
- Progresividad y linealidad al presionar el pedal de freno por parte del conductor.
- Correcta alineación del vehículo con el frenómetro.

Para poder aplicar el modelo “fBRAKE” para semirremolques son necesarios varios datos técnicos que se obtienen de la documentación del vehículo y durante la inspección ITV. En la sección 5.3.3 se muestra un resumen de los datos necesarios para alimentar al modelo “fBRAKE” para semirremolques.

5.3.2 Cálculo del desequilibrio de frenado en cada eje

En el modelo “fBRAKE” para semirremolques, el desequilibrio de frenado en cada eje se calcula del mismo modo que se calcula en el modelo “fBRAKE” para vehículos a motor. El cálculo se explica en la sección 5.6.

5.3.3 Resumen de datos necesarios en el modelo de semirremolque

Los datos necesarios que se necesitan para poder realizar la extrapolación mediante el modelo “fBRAKE” para semirremolques se muestran en la Figura 120, dependiendo de si el vehículo instala o no la placa de presiones de frenado:

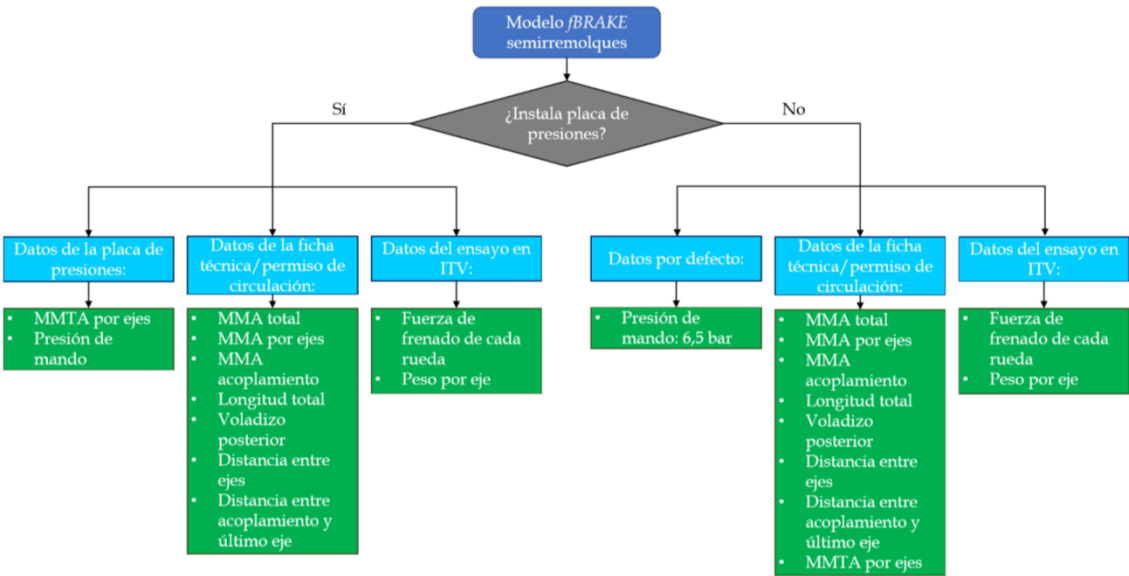


Figura 120: Diagrama de flujo de los datos necesarios para aplicar el modelo “fBRAKE” para semirremolques.

5.3.4 Valores de los parámetros de ajuste de presión de control η y del parámetro de ajuste de la pendiente κ en semirremolques

En la Tabla 29 se muestran los valores de los parámetros de ajuste de presión de control η y del parámetro de ajuste de la pendiente κ utilizados en los modelos de “fBRAKE” para semirremolques de 1, 2 y 3 ejes. Estos parámetros se han obtenido a partir los ensayos realizados y sirven para ajustar el modelo de extrapolación.

Tabla 29: Parámetros de ajuste η y κ en el modelo “fBRAKE” de semirremolques.

	Parámetro η	Parámetro κ
Semirremolque de 1 eje	0	0,95
Semirremolque de 2 eje	0	0,95
Semirremolque de 3 eje	0,039	0,75

Conforme la utilización de “fBRAKE” aumente y se disponga de una muestra más representativa de vehículos ensayados con diferentes estados de carga, estos parámetros podrían ser ajustados para obtener unos resultados más precisos.

5.4. Modelo “fBRAKE” para remolques

Otro grupo importante de vehículos es el de los remolques. Estos vehículos pueden llegar a pesar hasta 24 toneladas en el caso de remolques de 3 ejes. Estos remolques circulan acoplados a otro camión formando un tren de carretera (con un peso total de la combinación de hasta 40 toneladas). Recientemente se ha aprobado la circulación de estos vehículos formando una “Configuración Euromodular” [35] la cual permite un conjunto de vehículos con más de 6 líneas de ejes, con un peso de conjunto de hasta 60 t y una longitud del conjunto de hasta 25,25 m. En la Figura 121 [63] se muestran las configuraciones más habituales circulación en Configuración Euromodular.



Figura 121: Configuración Euromodular. [63]

Estas combinaciones de vehículos deben cumplir los requisitos de compatibilidad en el frenado que exige el Reglamento 13 [29] y que se muestran en la sección 4.7.

El modelo de “fBRAKE” para remolques está basado en los requisitos de compatibilidad en el frenado que exige el Reglamento 13 [29].

Al igual que el modelo “fBRAKE” para vehículos a motor y semirremolques, el modelo “fBRAKE” para remolques utiliza las mediciones de fuerzas de frenado que se obtienen en ITV con el estado de carga que el vehículo tuviera en el momento del ensayo. Con estos datos, el modelo extrapola las fuerzas de frenado para calcular las fuerzas de frenado que se obtendrían con el vehículo cargado hasta su MMA.

De acuerdo al punto 5.1.4.6.3. del Reglamento 13 [29], la eficacia de frenado mínima que se exige para la homologación del sistema de frenado en remolques es del 50%. Este valor es muy próximo o incluso igual al mínimo de eficacia de frenado que se exige en inspección ITV (Ver Tabla 6 para requisitos exigidos de la Directiva 2010/48/UE [1] y ver Tabla 7 para requisitos exigidos por las

estaciones ITV en España), por lo que en caso de existir una ligera disminución de las fuerzas de frenado que puede desarrollar el remolque debido al desgaste por uso, conduciría a un rechazo en la inspección periódica en ITV por un defecto en el sistema de frenado.

A continuación, se muestra un ejemplo explicativo del modelo de “*fBRAKE*” para remolques de 2 ejes independientes. En la Tabla 34 de la sección 5.4.4 se muestran los factores correctores para el resto de configuraciones por ejes en remolques (en función del número de ejes y su disposición).

5.4.1 Ejemplo explicativo modelo “*fBRAKE*” para remolques

El modelo de “*fBRAKE*” para remolques requiere de la medida del peso por ejes en inspección y de las máximas fuerzas de frenado que el vehículo es capaz de desarrollar sobre el frenómetro de rodillos con la carga que acude a inspección, además de datos que se obtienen de la placa de presiones del sistema de frenado del vehículo. En caso de que el vehículo no instalara esta placa de presiones los valores de MMTA por ejes se obtendrían de la ficha técnica y la presión de mando se toma por defecto a 6,5 bares (Ver diagrama explicativo de los datos necesarios en la Figura 136 de la sección 5.4.3). Siempre que el vehículo tenga placa de presión se utilizarán los datos de MMTA que esta indica en vez de los reflejados en la ficha técnica ya que los datos presentes en la ficha técnica han podido ser modificados por reformas anteriores o por limitaciones del fabricante del vehículo durante la homologación del mismo.

A continuación, en caso de que sea necesario y de manera similar a como se realiza en el modelo de vehículo a motor con ejes tándem y en el caso de los semirremolques, se simplifican los conjuntos de ejes del remolque a 1 solo eje. Esta simplificación hace que la fuerza de frenado del eje simplificado sea igual a la suma de todas las fuerzas de frenado realizadas por ese conjunto de ejes del remolque. Del mismo modo, el peso en el eje simplificado será igual a la suma de los pesos de ese conjunto de ejes del remolque.

Posteriormente, realizando la extrapolación sobre los diagramas de compatibilidad para remolques indicados por el Reglamento 13 [29] de frenado (diagrama 2) se obtiene la eficacia de frenado extrapolada que el remolque alcanzaría en caso de ensayarse a plena carga.

A continuación, se obtienen las fuerzas de frenado que haría cada eje del remolque, siendo estas proporcionales a la diferencia entre la MMA de cada eje y el peso en cada eje durante la inspección. Este cálculo se muestra en la sección 5.6.1.2.

Con estos valores de fuerzas máximas de frenado en cada eje se puede calcular la fuerza de frenado en cada rueda a partir del desequilibrio aplicando la Ec. (5.39). mostrada en la sección 5.2.1.2. Este cálculo se muestra en la sección 0.

A continuación, se muestran dos ejemplos de cálculo de la eficacia de frenado aplicando el modelo “*fBRAKE*” para remolques en un mismo remolque con dos estados de carga distintos: en un estado intermedio de carga y a plena carga

5.4.1.1 Ejemplo explicativo para remolque de 2 ejes independientes ensayado en un estado de carga intermedio

Con las fuerzas de frenado y pesajes medidos en ITV, junto con ficha técnica, el permiso de circulación y la placa de presiones del sistema de frenado, se pueden obtener los datos del vehículo recogidos en la Tabla 30 y que corresponden al vehículo que se utilizará como ejemplo en esta tesis doctoral para explicar el modelo “fBRAKE” para remolques.

Tabla 30: Datos del vehículo utilizado para explicar el modelo de “fBRAKE” para remolque ensayado en un estado intermedio de carga.

MODELO “fBRAKE” REMOLQUE 2 EJES INDEPENDIENTES			
Obtenido Ficha Técnica:			
MMA to- tal	18.000 kg	MMA eje 2	10.000 kg
MMA eje 1	10.000 kg	Tara	4.900 kg
Obtenido del permiso de circulación			
Fecha 1ª matriculación		14/03/2011	
Obtenido en inspección ITV:			
Peso eje 1	3.450 kg	Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	10.000 N
		Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	10.300 N
Peso eje 2	3.850 kg	Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	10.700 N
		Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	11.900 N
% Carga respecto a la MMA	40,5 %	% Eficacia frenado Rev. 7ª en ITV sin extrapolar	24 %
Obtenido de la placa de presiones			
MMTA eje 1	10.000 kg	MMTA eje 2	10.000 kg
Presión de mando	6,5 bar		

El procedimiento de funcionamiento del modelo “fBRAKE” para remolques se explica a continuación utilizando un ejemplo real de remolque de 2 ejes independientes ensayado con diferentes estados de carga.

El modelo “fBRAKE” para remolques asume que la máxima presión de control y en el actuador se obtiene cuando los ejes van cargados con una carga vertical sobre los mismos igual a la máxima indicada en la placa de presiones (en este caso 10.000 kg por eje, según se aprecia en la Figura 122) y que generalmente coincide con el valor de MMTA de cada eje. En este vehículo la presión en los ejes sería de 5,80 bares en el eje delantero y 4,00 bares en el trasero cuando cada eje soporte 10.000 kg. En ese momento, la presión alcanzada al inicio de la línea de frenado neumática sería de 6,50 bares según indica la placa de presiones.

A continuación, se muestra el formato de la placa de presiones de este vehículo.

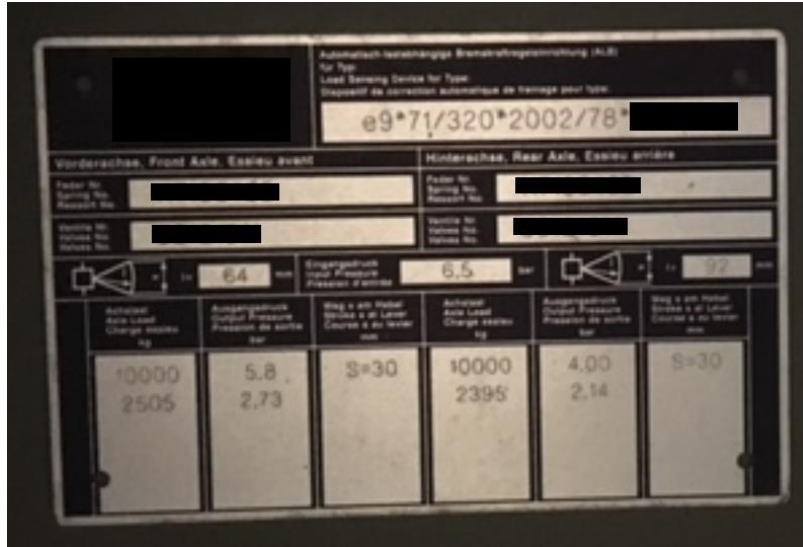


Figura 122: Datos de la placa de presiones del vehículo utilizado como ejemplo explicativo del modelo “fBRAKE” para remolques.

Debido a la anterior simplificación, se puede relacionar la presión de control con el nivel de carga que el vehículo se inspecciona según se muestra en la Ec. (5.70). Con ello se obtienen los valores de presión que alcanzaría el vehículo cuando se ensayase a MMA, y no a MMTA como indica la placa de presiones.

$$P_{m.Extrap} = \text{Max}(P_m) \cdot \frac{\text{MMA}}{\Sigma \text{MMTA}_i} \quad (5.70)$$

$$P_{m.Extrap} = 6,50 \text{ bar} \cdot \frac{18.000}{(10.000 + 10.000)} = 5,85 \text{ bar}$$

donde

$P_{m.Extrap}$ = Representa la presión de control utilizada para extrapolar en bar,
 $\text{Max}(P_m)$ = Representa la presión máxima de control en bar,
 MMA = Representa la Masa Máxima Autorizada del vehículo en kg,
 ΣMMTA_i = Representa el sumatorio de las Masas Máximas Técnicas Autorizadas de los ejes del vehículo en kg.

Es decir, el modelo asume que cuando el vehículo se ensaye a su MMA (18.000 kg), la presión de control sería de 5,85 bar (6,50 bar a 20.000 kg).

Debido a la anterior simplificación, también se puede calcular la presión de control durante la inspección en ITV con la carga que portaba el remolque según se muestra en la Ec. (5.71).

$$P_{m.Cl} = \text{Max}(P_m) \cdot \frac{\Sigma q_{Cl,i}}{\Sigma \text{MMTA}_i} \quad (5.71)$$

$$P_{m.Cl} = 6,50 \cdot \frac{(3.450 + 3.850)}{(10.000 + 10.000)} = 2,37 \text{ bar}$$

donde

$P_{m.CI}$ = Representa la presión de mando alcanzada durante el ensayo en ITV con la carga en inspección en bar,

q_{CLi} = Representa el sumatorio del peso sobre las ruedas del remolque en kg,

$MMTA$ = Representa la Masa Máxima Técnica Autorizada del vehículo en kg.

Es decir, el modelo asume que cuando el vehículo se ensayó, la presión de control alcanzó 2,37 bar.

En la Figura 123 se muestra el diagrama base de compatibilidad que da el Reglamento 13 [29]. En color cian se muestra el diagrama base que da el Reglamento 13 [29] para vehículos en vacío y en color negro el diagrama base que da el Reglamento 13 [29] para vehículos a plena carga.

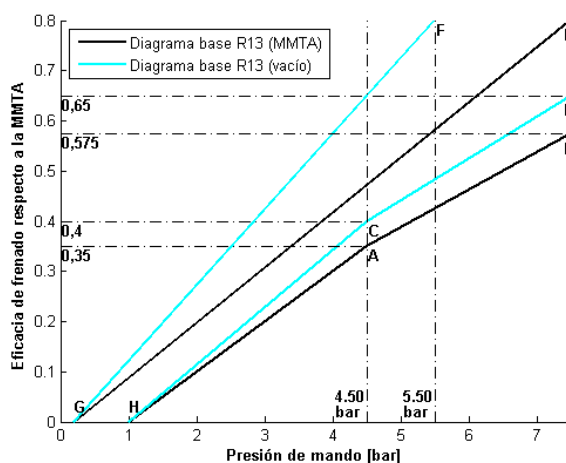


Figura 123: Diagrama base de compatibilidad de frenado para remolques.

Para determinar los diagramas correspondientes al vehículo a plena carga (MMA) y con el estado de carga de inspección ITV, el Reglamento 13 [29] no determina una ecuación para remolques como sí lo hace para semirremolques (Ec. (4.52)) con los factores K_c y K_v .

Para determinar los diagramas para el vehículo a MMA y en el estado de carga en inspección en ITV se ha relacionado los diagramas base mostrados en la Figura 123, asumiendo que el diagrama base en vacío es el que sigue el sistema de frenado cuando el peso del vehículo es igual a la tara indicada en la ficha técnica y que diagrama base a MMTA es el que sigue el sistema de frenado cuando el peso de los ejes a la MMTA de los ejes indicada en la placa de frenado. En caso de no disponer de placa de frenado se utilizará la MMTA de los ejes indicada en la ficha técnica.

Operando de ese modo se obtienen los diagramas a MMA y a carga en inspección, que superpuestos en el diagrama de la Figura 123, resultan los diagramas mostrados en la Figura 124 (color azul y rojo).

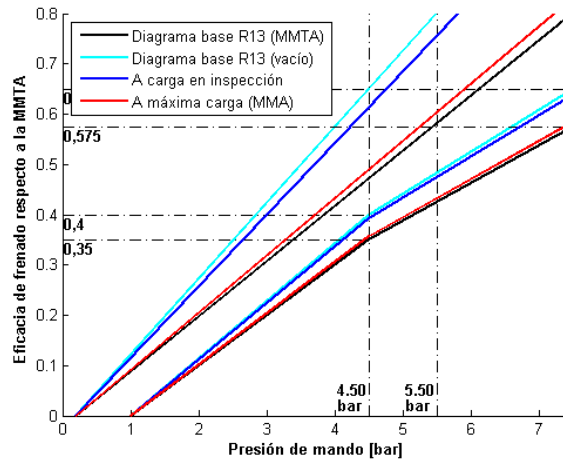


Figura 124: Diagrama base de compatibilidad de frenado para remolques y diagramas a MMA y a carga en inspección.

La eficacia de frenado obtenida en inspección puede ser calculada mediante el sumatorio de las fuerzas de frenado obtenido en inspección y la división del producto de la MMA de los ejes y la aceleración de la gravedad (Ver Ec. (3.2)) en la sección 3.2.

Sin embargo, para poder situar el punto correspondiente al ensayo en ITV en el plano del diagrama de la Figura 124 se debe calcular la eficacia referida a la sumatoria de las MMTA por eje del vehículo. Por lo tanto, en el denominador de la Ec. (3.2) se deberá sustituir la MMA por la MMTA según se muestra en la Ec. (5.72).

$$E_{MMTA}(\%) = \frac{\Sigma F_f}{\Sigma MMTA_{eje} \cdot g} \cdot 100 \quad (5.72)$$

donde

$E_{MMTA}(\%)$ = Representa el valor de la eficacia de frenado referida a la MMTA en tanto por ciento,

ΣF_f = Representa el sumatorio de las lecturas del frenómetro en cada eje en N,

$\Sigma MMTA$ = Representa el sumatorio de las Masas Máximas Técnicas Autorizadas del remolque en kg,

g = Representa la aceleración de la gravedad (9,81 m/s²).

Operando se obtiene una eficacia de frenado referida a la MMTA del 21,87%. Este valor, junto con la presión de control alcanzada durante la máxima frenada en inspección ITV (Ver Ec. (5.71)) se puede localizar sobre el diagrama de compatibilidad de frenado el punto de frenado obtenido en la inspección ITV (2,37 bar) según se muestra en la Figura 125. Destacar que para ubicar este punto de extrapolación se debe utilizar la presión de control (en vez de la presión en el actuador) ya que el eje x del diagrama 2 del Reglamento 13 [29] está referido a la presión de control.

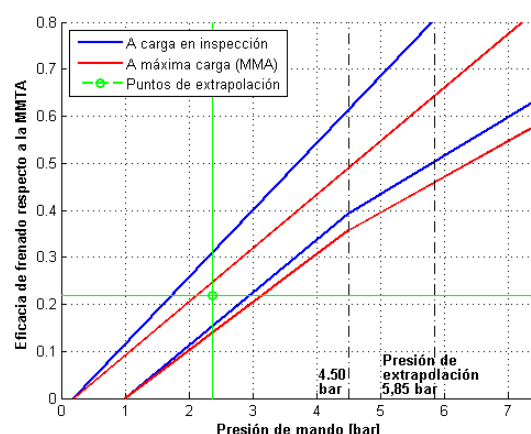


Figura 125: Localización del punto de frenado obtenido en ITV sobre el diagrama de compatibilidad de frenado para remolques.

En el caso del diagrama para remolques, al no tener en el Reglamento 13 [29] una ecuación que nos relacione el diagrama base con los diagramas a cargas parciales (como sí ocurre en el diagrama 4A de semirremolques), no puede realizar una relación directa como la que se realiza en la Ec. (5.64) para semirremolques.

Por esta razón, para realizar el cambio de diagrama desde el diagrama a carga en inspección al diagrama a plena carga se utiliza la distancia media entre las dos líneas que forman el diagrama a carga en inspección y el diagrama a MMA, en el valor de presión de mando medido en ITV. En la Figura 126 se muestran los valores utilizados para realizar el cambio de plano, representados en magenta.

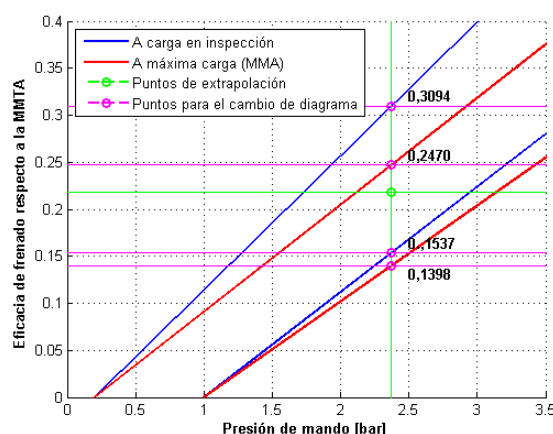


Figura 126: Cambio de diagrama a carga en inspección a diagrama a MMA para el modelo de “fBRAKE” de remolques.

Para realizar el cambio de plano se toma la diferencia entre los dos valores de las líneas superiores ($0,3094 - 0,2470 = 0,0624$) y la diferencia entre los dos valores de las líneas inferiores ($0,1537 - 0,1398 = 0,0139$). Finalmente, para realizar el cambio de plano se restará el valor medio de estos dos valores ($0,0381$) a la eficacia respecto a la MMTA medida en ITV ya calculada mediante la Ec. (5.72) y que

resultó ser 21,87%. Por lo tanto, la eficacia de frenado en el plano a plena carga sería de 18,06%.

En la Figura 127 se muestra el diagrama de compatibilidad para remolques representando el punto de extrapolación sobre el diagrama a máxima carga (MMA).

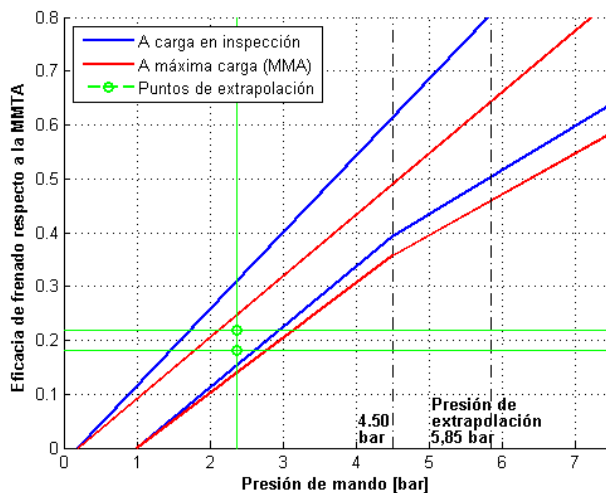


Figura 127: Localización del punto de frenado a plena carga sobre el diagrama de compatibilidad de frenado para el ensayo de remolques en un estado intermedio de carga.

A partir de este momento, la evolución de la eficacia de frenado al aumentar la presión de control debe quedar dentro del diagrama a plena carga (líneas rojas).

A continuación, se extrapola la eficacia de frenado hasta la presión de control de 4,5 bares mediante una línea que toma la pendiente media entre las dos líneas rojas ubicadas entre 0 bar y 4,50 bar; multiplicada por un parámetro de ajuste de la pendiente κ . Este parámetro de ajuste toma un valor inferior a uno, por lo que reduce la pendiente de la recta de extrapolación. De este modo se considera la pérdida de efectividad del sistema de frenado debido al desgaste quedándose del lado de la seguridad. En la Figura 128 se muestra la extrapolación hasta 4,5 bares. Para remolques de 2 ejes independientes el parámetro de ajuste de la pendiente κ toma un valor de 0,63. En la Tabla 34 de la sección 5.4.4 se muestran los valores que toman los parámetros de ajuste para cada modelo de remolque.

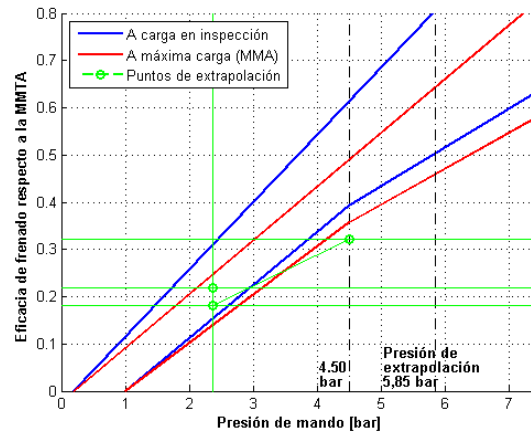


Figura 128: Extrapolación a 4'50 bar sobre el diagrama de compatibilidad de frenado a plena carga para remolques.

La pendiente utilizada en este tramo ha sido de $0,0660 \text{ bar}^{-1}$ y las coordenadas del punto de extrapolación obtenido son de 4,50 bar y 32,1%.

A 4,5 bares hay un cambio de la pendiente en el diagrama de compatibilidad según indica el diagrama base del Reglamento 13 [29]. El modelo “fBRAKE” para remolques asume, al igual que el modelo “fBRAKE” para remolques, que a partir de la presión de 4,5 bares no hay cambio en la pendiente de extrapolación.

Debido a lo anterior, se continúa extrapolando las fuerzas de frenado hasta la presión de control de extrapolación de 5,85 bar calculada en la Ec. (5.70) con la misma pendiente que en el primer tramo de extrapolación. En la Figura 129 se muestra esta extrapolación.

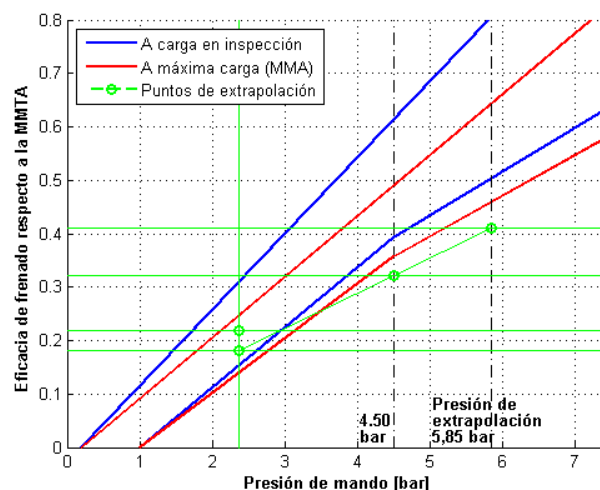


Figura 129: Extrapolación hasta la presión de control de extrapolación sobre el diagrama de compatibilidad de frenado a plena carga para remolques.

En la Figura 129 se muestra la extrapolación hasta la presión de extrapolación, con un resultado de eficacia de frenado del 41,01%. Esta eficacia de frenado está referida a la MMTA, por lo que operando con la Ec. (5.72) se puede obtener las fuerzas de frenado del remolque que dan esta eficacia de frenado. Para el ejemplo

que aquí se muestra, la fuerza de frenado total sería de 80.468 N, que se traduce en un 46% de eficacia de frenado calculada de acuerdo a la Ec. (3.2).

Durante la extrapolación de presiones se observa como el recorrido de extrapolación no recorre en todo momento el pasillo marcado por el Diagrama 2. Esto puede ser un signo de que el sistema de frenado del vehículo tiene un desgaste tal que haría aconsejable su revisión. No obstante, al ser la eficacia de frenado final superior al valor de rechazo y al no ser obligatoria la revisión de la compatibilidad durante la inspección ITV, este vehículo obtendría una calificación en la inspección de frenado de favorable.

En la sección 5.6 se muestra el cálculo que se realiza para obtener las fuerzas de frenado de cada rueda a partir de la fuerza de frenado total obtenida mediante la extrapolación con el modelo "*fBRAKE*". Operando como se indica en dicha sección se obtienen las fuerzas de frenado por rueda que se muestran en la Tabla 31.

Tabla 31: Resultados obtenidos mediante extrapolación con "*fBRAKE*" para remolques en un estado intermedio de carga.

Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	19.545 N
Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	20.131 N
Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	19.313 N
Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	21.479 N

En la Figura 135 de la sección 5.4.1.3 se muestra este ensayo junto al ensayo realizado a este mismo remolque a plena carga.

5.4.1.2 Ejemplo explicativo para remolque de 2 ejes independientes ensayado con carga

En el caso de que el vehículo se inspeccione en un nivel intermedio de carga, con el cual no alcance la eficacia de frenado mínima exigida y la presión de control quede entre 4'5 bar y la presión de extrapolación, el modelo "*fBRAKE*" únicamente extrapola en la segunda región del diagrama hasta alcanzar la presión de extrapolación.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos al inspeccionar el mismo vehículo con un estado de carga ligeramente superior a su MMA. En la Tabla 32 se muestran los pesos y las fuerzas de frenado medidas en ITV durante el ensayo del vehículo.

Tabla 32: Datos del vehículo utilizado para explicar el modelo de “fBRAKE” para remolques ensayado a plena carga.

Obtenido en inspección ITV:			
Peso eje 1	8.830 kg	Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	18.400 N
		Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	18.700 N
Peso eje 2	9.310 kg	Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	21.100N
		Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	24000 N
% Carga respecto a la MMA	101%	% Eficacia frenado Rev. 7ª en ITV sin extrapolar	46,6%

Operando de manera análoga a como se muestra en la sección 5.4.1.1 se obtendría la presión de control a la cual se va a extrapolar (esta no cambia de 5,85 bar) y la presión de control alcanzada durante la inspección ITV (Ver Ec. (5.73)).

$$P_{mCI} = \text{Max}(P_m) \cdot \frac{\sum Q_{Ri}}{\sum MMTA_i} \quad (5.73)$$

$$P_{mCI} = 6,50 \cdot \frac{(8.830 + 9.310)}{(10.000 + 10.000)} = 5,89 \text{ bar}$$

Por otro lado, al haber cambiado el estado de carga, se modifica el diagrama de extrapolación con el estado de carga en inspección. Utilizando el mismo procedimiento que se muestra en la sección 5.4.1.1 se puede calcular el diagrama a carga en inspección. Debido a que la MMA del vehículo y el peso en inspección es prácticamente idéntico, ambos diagramas están prácticamente solapados. Los diagramas se muestran en la Figura 130.

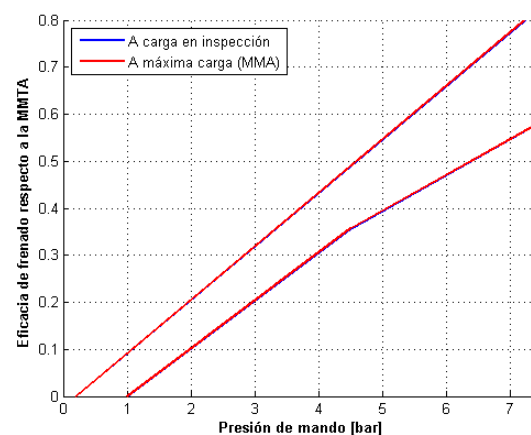


Figura 130: Diagrama a carga en inspección y a plena carga para el ejemplo del modelo “fBRAKE” de remolques a máxima carga.

De modo análogo a como se realiza en el ejemplo del vehículo en un estado intermedio de carga se debe calcular la eficacia de frenado referida a la MMTA mediante la Ec. (5.72).

Operando se obtiene una eficacia de frenado referida a la MMTA del 41,9%. Este valor, junto con la presión de control alcanzada durante la máxima frenada

en inspección ITV (Ver Ec.(5.73)) se puede localizar sobre el diagrama de compatibilidad de frenado el punto de frenado obtenido en la inspección ITV (5,89 bar) según se muestra en la Figura 131.

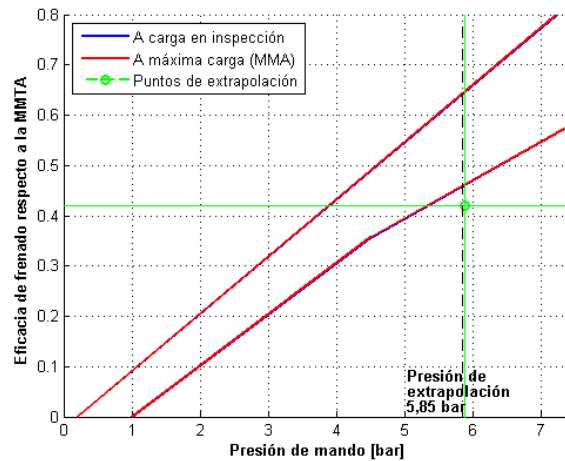


Figura 131: Localización del punto de frenado obtenido en ITV sobre el diagrama de compatibilidad de frenado para el ensayo de remolques en carga.

A continuación, se puede realizar el cambio de diagrama desde el diagrama a carga en inspección al diagrama a plena carga. La nueva coordenada de este punto sería de 5,89 bares y 42,0% de eficacia. Es importante observar que como el estado de carga ensayado es superior a la MMA del vehículo, el diagrama a carga en inspección queda “por debajo” del diagrama a máxima carga (MMA). Por esta razón, para realizar el cambio de diagrama hasta el diagrama a máxima carga (MMA) la eficacia de frenado resulta superior a la eficacia de frenado en el diagrama de carga en inspección.

Representando este nuevo punto de extrapolación en el diagrama, y ampliando la zona en cuestión, se obtiene la Figura 132.

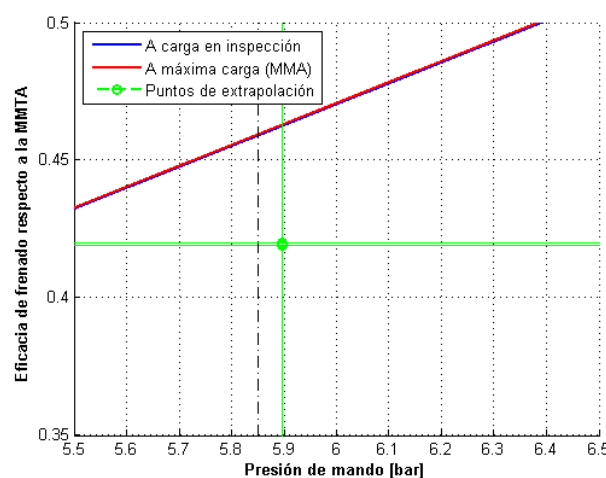


Figura 132: Localización del punto de frenado a plena carga sobre el diagrama de compatibilidad de frenado para el ensayo de remolques en carga.

A continuación, se extrapola la eficacia de frenado hasta la presión de control de 5,85 bares con una recta de extrapolación con una pendiente calculada del mismo modo que se calcula en la sección 5.4.1.1, es decir una línea que toma la pendiente media entre las dos líneas rojas ubicadas entre 0 bar y 4,50 bar; multiplicada por un parámetro de ajuste de la pendiente κ que un valor de 0,63 (Ver sección 5.4.1.1). En la Tabla 34 de la sección 5.4.4 se muestran los valores que toman los parámetros de ajuste para cada modelo de remolque. En este caso particular, al haberse ensayado el vehículo con un estado de carga superior a la MMA del vehículo, la recta extrapola reduciendo la presión de mando y, por lo tanto, la eficacia de frenado.

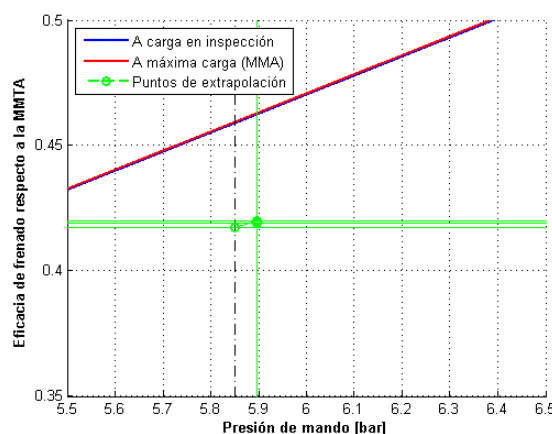


Figura 133: Extrapolación a 5,85 bar sobre el diagrama de compatibilidad de frenado a plena carga para el ensayo de remolques en carga (ampliado).

Las coordenadas del punto de extrapolación obtenido son de 5,85 bar y 41,7%, según se muestra en la Figura 134.

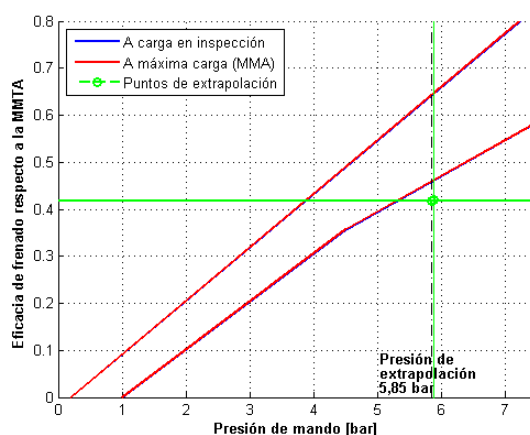


Figura 134: Extrapolación a 5,85 bar sobre el diagrama de compatibilidad de frenado a plena carga para el ensayo de remolques en carga.

Esta eficacia de frenado está referida a la MMTA, por lo que operando con la Ec. (5.72) se puede obtener las fuerzas de frenado del remolque que dan esta eficacia de frenado. Para el ejemplo que aquí se muestra, la fuerza de frenado total

sería de 81.841 N, que se traduce en un 46% de eficacia de frenado calculada de acuerdo a la Ec. (3.2).

En la sección 5.6 se muestra el cálculo que se realiza para obtener las fuerzas de frenado de cada rueda a partir de la fuerza de frenado total obtenida mediante la extrapolación con el modelo “fBRAKE”. Operando como se indica en dicha sección se obtienen las fuerzas de frenado por rueda que se muestran en la Tabla 33.

Tabla 33: Resultados obtenidos mediante extrapolación con “fBRAKE” para el ejemplo de remolque a máxima carga.

Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	18.288 N
Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	18.586 N
Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	21.038 N
Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	23.929 N

En la Figura 135 de la sección 5.4.1.3 se muestra este ensayo junto al ensayo realizado a este mismo remolque en un estado de carga intermedio.

5.4.1.3 Resultados obtenidos para remolque de 2 ejes independientes con distintos estados de carga

En la Figura 135 se muestran los resultados de aplicar el modelo “fBRAKE” de remolques de los dos ejemplos explicados en la sección 5.4.1.1 y 5.4.1.2. Además, también se muestra el valor de rechazo que le aplica a este vehículo según el Manual de Procedimiento de Inspección en las Estaciones de ITV, el valor patrón de eficacia de frenado y los resultados de eficacia de frenado que se obtienen con las fuerzas de frenado medidas en ITV aplicando la Revisión 7ª del Manual de Procedimiento [5].

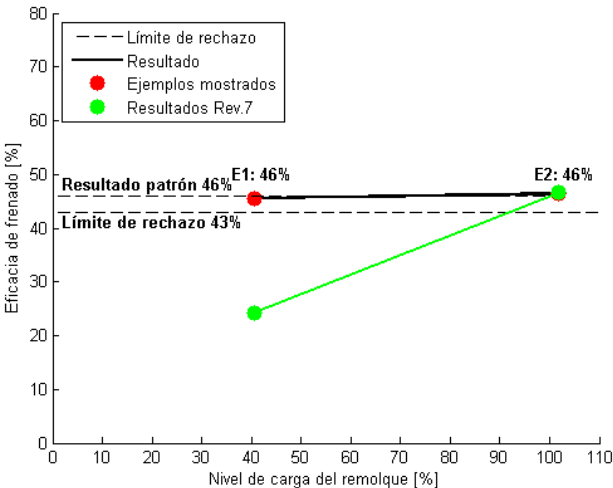


Figura 135: Resultados obtenidos con diferentes estados de carga aplicando “fBRAKE” para remolques en el vehículo ensayado de ejemplo.

Como se muestra en la Figura 135, gracias al modelo “fBRAKE” no es necesaria la inspección del vehículo a plena carga para alcanzar resultados satisfactorios y similares a los que se obtienen a plena carga.

Se observa como el modelo “fBRAKE” obtiene resultados similares independientemente del estado de carga del vehículo en el momento de inspección. Este modelo está fuertemente relacionado con el modo en el que el sistema de frenado de los remolques funciona. Según se aprecia en la Figura 135, no hay la diferencia entre resultados de eficacia de frenado. Es de resaltar que existen factores que pueden afectar a las fuerzas de frenado medidas en ITV tales como:

- Error de medición del frenómetro.
- Progresividad y linealidad al presionar el pedal de freno por parte del conductor.
- Correcta alineación del vehículo con el frenómetro.

Para poder aplicar el modelo “fBRAKE” para remolques son necesarios varios datos técnicos que se obtienen de la documentación del vehículo y durante la inspección ITV. En la sección 5.4.3 se muestra un resumen de los datos necesarios para alimentar al modelo “fBRAKE” para remolques.

5.4.2 Cálculo del desequilibrio de frenado en cada eje

En el modelo “fBRAKE” para remolques, el desequilibrio de frenado en cada eje se calcula del mismo modo que se calcula en el modelo “fBRAKE” para vehículos a motor. El cálculo se explica en la sección 5.6.

5.4.3 Resumen de datos necesarios en el modelo de remolque

Los datos necesarios que se necesitan para poder realizar la extrapolación mediante el modelo “fBRAKE” para remolques se muestran en la Figura 136, dependiendo de si el vehículo instala o no la placa de presiones de frenado:

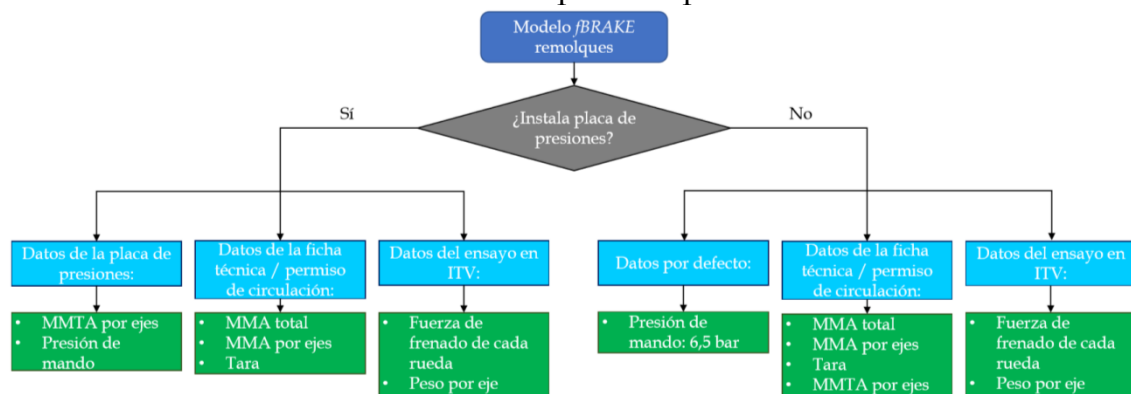


Figura 136: Diagrama de flujo de los datos necesarios para aplicar el modelo “fBRAKE” para remolques.

5.4.4 Valores del parámetro de ajuste de la pendiente κ en remolques

En la Tabla 34 se muestran los del parámetro de ajuste de la pendiente κ utilizados en los modelos de “fBRAKE” para remolques. Estos parámetros se han obtenido a partir los ensayos realizados y sirven para ajustar el modelo de extrapolación.

Tabla 34: Parámetros κ en el modelo “fBRAKE” de remolques.

Modelos “fBRAKE” para remolques		
12	Modelo para remolque de 1 eje central:	
12.0	Remolque de 1 eje central y neumáticos de carretera	0,75
12.1	Remolque de 1 eje central y neumáticos todoterreno	0,60
13	Modelo para remolque de 2 ejes centrales	0,80
14	Modelo para remolque de 1+1 ejes independientes	
14.0	Remolque de 1+1 ejes independientes y neumáticos de carretera	0,63
14.1	Remolque de 1+1 ejes independientes y neumáticos todoterreno	0,61
15	Modelo para remolque de 1+2 ejes independientes	0,80
16	Modelo para remolque de 3 ejes centrales	0,80

Conforme la utilización de “fBRAKE” aumente y se disponga de una muestra más representativa de vehículos ensayados con diferentes estados de carga, estos parámetros podrían ser ajustados para obtener unos resultados más precisos.

5.5. Modelo “fBRAKE” para tractocamiones

El cuarto grupo de vehículos afectados por esta tesis es el de los tractocamiones. Estos vehículos son los responsables de arrastrar a los semirremolques o a los conjuntos de vehículos en “Configuración Euromodular” [35] mostrada en la sección 5.4.

Estas combinaciones de vehículos deben cumplir los requisitos de compatibilidad en el frenado que exige el Reglamento 13 [29] y que se muestran en la sección 4.7.

El modelo de “fBRAKE” para tractocamión está basado en los requisitos de compatibilidad en el frenado que exige el Reglamento 13 [29].

Este grupo de vehículos es de especial importancia debido al gran número de vehículos existente en el parque español: 186.060 unidades a cierre de 2014 (Ver sección 3.6).

Dependiendo del número de ejes, los tractocamiones pueden tener las siguientes configuraciones:

- 2 ejes
- 3 ejes:
 - 1 eje en la zona anterior y 2 ejes en la zona posterior
- 4 ejes:
 - 2 eje en la zona anterior y 2 ejes en la zona posterior
 - 1 eje en la zona anterior y 3 ejes en la zona posterior

Al igual que el modelo “fBRAKE” para vehículos a motor, semirremolques y remolques, el modelo “fBRAKE” para tractocamiones utiliza las mediciones de fuerzas de frenado que se obtienen en ITV con el estado de carga que el vehículo tuviera en el momento del ensayo. Con estos datos, el modelo extrapola las fuerzas de frenado para calcular las fuerzas de frenado que se obtendrían con el vehículo cargado hasta su MMA.

De acuerdo al punto 5.1.4.6.3. del Reglamento 13 [29], la eficacia de frenado mínima que se exige para la homologación del sistema de frenado en tractocamiones es del 50%. Este valor es muy próximo o incluso igual al mínimo de eficacia de frenado que se exige en inspección ITV (Ver Tabla 6 para requisitos exigidos de la Directiva 2010/48/UE [1] y ver Tabla 7 para requisitos exigidos por las estaciones ITV en España), por lo que en caso de existir una ligera disminución de las fuerzas de frenado que puede desarrollar el tractocamión debido al desgaste por uso, conduciría a un rechazo en la inspección periódica en ITV por un defecto en el sistema de frenado.

A continuación, se muestra un ejemplo explicativo del modelo de “fBRAKE” para tractocamión de 2 ejes. En la Tabla 40 de la sección 5.5.4 se muestran los factores correctores para el resto de configuraciones por ejes en tractocamiones (en función del número de ejes y su disposición).

5.5.1 Ejemplo explicativo modelo “fBRAKE” para tractocamiones

El modelo de “fBRAKE” para tractocamiones requiere de la medida del peso por ejes en inspección y de las máximas fuerzas de frenado que el vehículo es capaz de desarrollar sobre el frenómetro de rodillos con la carga que acude a inspección, además de datos que se obtienen de la placa de presiones del sistema de frenado del vehículo. En caso de que el vehículo no instalara esta placa de presiones los valores de MMTA por ejes se obtendrían de la ficha técnica y la presión de mando se toma por defecto a 6,5 bares (Ver diagrama explicativo de los datos necesarios en la Figura 150 de la sección 5.5.3). Siempre que el vehículo tenga placa de presión se utilizarán los datos de MMTA que esta indica en vez de los reflejados en la ficha técnica ya que los datos presentes en la ficha técnica han podido ser modificados por reformas anteriores o por limitaciones del fabricante del vehículo durante la homologación del mismo.

A continuación, en caso de que sea necesario y de manera similar a como se realiza en el modelo de vehículo a motor con ejes tandem, en el caso de los semirremolques y de los remolques, se simplifican los conjuntos de ejes del tractocamión a 1 solo eje. Esta simplificación hace que la fuerza de frenado del eje simplificado sea igual a la suma de todas las fuerzas de frenado realizadas por ese conjunto de ejes del tractocamión. Del mismo modo, el peso en el eje simplificado será igual a la suma de los pesos de ese conjunto de ejes del tractocamión.

Posteriormente, realizando la extrapolación sobre los diagramas de compatibilidad para tractocamión indicados por el Reglamento 13 [29] de frenado (diagrama 3) se obtiene la eficacia de frenado extrapolada que el tractocamión alcanzaría en caso de ensayarse a plena carga.

A continuación, se obtienen las fuerzas de frenado que haría cada eje del tractocamión, siendo estas proporcionales a la diferencia entre la MMA de cada eje y el peso en cada eje durante la inspección. Este cálculo se muestra en la sección 5.6.1.2.

Con estos valores de fuerzas máximas de frenado en cada eje se puede calcular la fuerza de frenado en cada rueda a partir del desequilibrio aplicando la Ec. (5.39). mostrada en la sección 5.2.1.2. Este cálculo se muestra en la sección 0.

A continuación, se muestran dos ejemplos de cálculo de la eficacia de frenado aplicando el modelo “*fBRAKE*” para tractocamiones en un mismo tractocamiones con dos estados de carga distintos: en un estado intermedio de carga y a plena carga

5.5.1.1 Ejemplo explicativo para tractocamión de 2 ejes ensayado en un estado de carga intermedio

Con las fuerzas de frenado y pesajes medidos en ITV, junto con ficha técnica, el permiso de circulación y la placa de presiones del sistema de frenado, se pueden obtener los datos del vehículo recogidos en la Tabla 35 y que corresponden al vehículo que se utilizará como ejemplo en esta tesis doctoral para explicar el modelo “*fBRAKE*” para tractocamión.

Tabla 35: Datos del vehículo utilizado para explicar el modelo de “*fBRAKE*” para tractocamión ensayado en un estado intermedio de carga.

MODELO “fBRAKE” TRACTOCAMIÓN 2 EJES			
Obtenido Ficha Técnica:			
MMA to- tal	18.000 kg	MMA eje 2	11.500 kg
MMA eje 1	7.500 kg	Tara	6.500 kg
MMTA eje 1	7.500 kg	MMTA eje 2	13.000 kg
Presión de mando	6,5 bar		
Obtenido del permiso de circulación			
Fecha 1ª matriculación	31/07/2000 (fecha expedición Ficha Técnica)		
Obtenido en inspección ITV:			
Peso eje 1	5.215 kg	Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	19.160 N
		Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	21.000 N
Peso eje 2	4.525 kg	Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	13.610 N
		Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	13.590 N
% Carga respecto a la MMA	54,1 %	% Eficacia frenado Rev. 7ª en ITV sin extrapolar	38,2 %

El procedimiento de funcionamiento del modelo “*fBRAKE*” para tractocamión se explica a continuación utilizando un ejemplo real de tractocamión de 2 ejes ensayado con diferentes estados de carga.

El modelo “*fBRAKE*” para tractocamión, toma las misas hipótesis que los modelos de semirremolque y remolque: asume que la máxima presión de control se obtiene cuando los ejes van cargados con una carga vertical sobre los mismos

igual a la máxima indicada en la placa de presiones (en este caso 7.500 kg en el eje delantero y 13.000 kg en el eje trasero, según se aprecia en la Figura 137). En este caso, al no disponer de placa de presiones, los valores de MMTA de los ejes se han tomado de la ficha técnica. Además, la presión de extrapolación se toma por defecto a 6,50 bares, por lo que se asume que la presión alcanzada al inicio de la línea de frenado neumática sería de 6,50 bares cuando ambos ejes estén cargados a su MMTA. Estas casuísticas se muestran en la sección 5.5.3.

En la Figura 137, se muestra la ficha técnica del vehículo ensayado.

Nº SERIE		B	
DAF TRUCKS N.V.		MATRICULA	
Número de identificación:			
Clasificación del vehículo:		Nº CERTIFICADO	
2 3 0 0 TRACTOCAMION			
Marca: DAF	Clase:		
Tipo: TE B5	Altura total (mm):	2.980/	
Variantes:	Anchura total (mm):	2.500/	
Denominación comercial: FT 85.430 CF	Via entre ejes (mm):	2.028/ 1.820	
Tara (kg): 6.500/	Longitud total (mm):	6.160/	
MTMA/MMTA (kg): 20.500/18.000	Velocidad posterior (km/h):	990/	
MTMA/MMTA 1ª E (kg): 7.500/ 7.500	Distancia eje 1/2ª (mm):	3.800/	
MTMA/MMTA 2ª E (kg): 13.000/11.500	Distancia eje 2/3ª (mm):		
MTMA/MMTA 3ª E (kg):	Distancia eje 3/4ª (mm):		
MTMA/MMTA 4ª E (kg):	Distancia 5ª Prueba (mm):	670/ 950	
MMTA S.T. (F kg): 66.500/40.000	Motor: Marca: DAF		
Neumáticos: 6/315/B0R22,5	Tipo: D XF 315 M		
Nº de asientos: 2 + 1 LITERO	Nº Cilindros/Cilindrada (cc):	6/12.580	
Volumen de bodega:	Potencia local (kW/PS):	87,00/115,00	
Opciones incluidas en la homologación de tipo:			
LIMITADOR DE VELOCIDAD, FRENO DEB DEPOSITO 520 LITROS			
Observaciones:			
5ª RUEDA INCORPORADA, VEHICULO PROCEDEN- TE DE LA C.E.E.			
Por las piezas de origen extranjero incorporadas a este vehículo, se han satisfecho los correspondientes derechos de Aduanas.			
El abajo firmante, legalmente autorizado por DAF TRUCKS N.V., certifica que el vehículo carrozado cuyas características se reseñan se completamente conforme con el tipo homologado con la contraseña C-1556 así como con las opciones arriba reseñadas.			
MADRID 9 de Julio de 2000			
Firma:			
JESUS GONZALEZ INGENIERO INDUSTRIAL			
Sociedad inscrita: KAMER VAN KOOPHANDEL OOST-BRABANT			
Reformas autorizadas: 17078445 C1F NL B01427058801			

Figura 137: Ficha técnica del vehículo utilizado como ejemplo explicativo del modelo "fBRAKE" para tractocamión.

Debido a la anterior simplificación, se puede relacionar la presión de control con el nivel de carga que el vehículo se inspecciona según se muestra en la Ec. (5.74). Con ello se obtienen los valores de presión que alcanzaría el vehículo cuando se ensayase a MMA, y no a MMTA como indica la placa de presiones.

$$P_{m.Extrap} = \text{Max}(P_m) \cdot \frac{\text{MMA}}{\Sigma \text{MMTA}_i}$$

$$P_{m.Extrap} = 6,50 \text{ bar} \cdot \frac{18.000}{(7.500 + 13.000)} = 5,71 \text{ bar} \quad (5.74)$$

donde

$P_{m.Extrap}$ = Representa la presión de control utilizada para extrapolar en bar,
 $\text{Max}(P_m)$ = Representa la presión máxima de control en bar,
 MMA = Representa la Masa Máxima Autorizada del vehículo en kg,
 ΣMMTA_i = Representa el sumatorio de las Masas Máximas Técnicas Autorizadas de los ejes del vehículo en kg.

Es decir, el modelo asume que cuando el vehículo se ensaye a su MMA (18.000 kg), la presión de control sería de 5,71 bar (6,50 bar a la suma de las MMTA por eje: 20.500 kg).

Debido a la anterior simplificación, también se puede calcular la presión de control durante la inspección en ITV con la carga que portaba el tractocamión según se muestra en la Ec. (5.75).

$$P_{m.Cl} = \text{Max}(P_m) \cdot \frac{\Sigma q_{Cl.i}}{\Sigma \text{MMTA}_i}$$

$$P_{m.Cl} = 6,50 \cdot \frac{(4.525 + 5.215)}{(7.500 + 13.000)} = 3,09 \text{ bar} \quad (5.75)$$

donde

$P_{m.Cl}$ = Representa la presión de mando alcanzada durante el ensayo en ITV con la carga en inspección en bar,
 $q_{Cl.i}$ = Representa el sumatorio del peso sobre las ruedas del tractocamión en kg,
 MMTA = Representa la Masa Máxima Técnica Autorizada del vehículo en kg.

Es decir, el modelo asume que cuando el vehículo se ensayó, la presión de control alcanzó 3,09 bar.

En la Figura 138 se muestra el diagrama base de compatibilidad que da el Reglamento 13 [29]. En color cian se muestra el diagrama base que da el Reglamento 13 [29] para vehículos en vacío y en color negro el diagrama base que da el Reglamento 13 [29] para vehículos a plena carga.

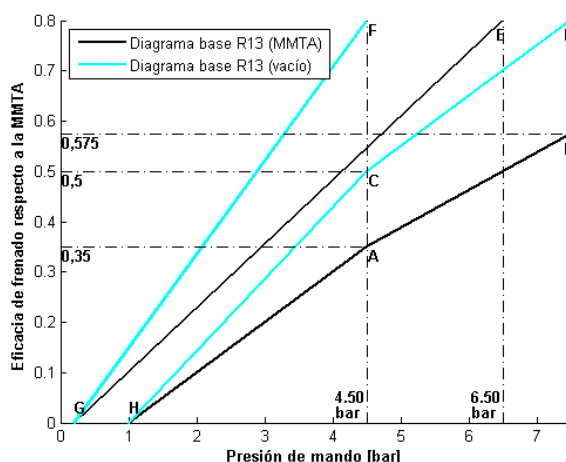


Figura 138: Diagrama base de compatibilidad de frenado para tractocamión.

Para determinar los diagramas correspondientes al vehículo a plena carga (MMA) y con el estado de carga de inspección ITV, el Reglamento 13 [29] no determina una ecuación para tractocamiones como sí lo hace para semirremolques (Ec. (4.52)) con los factores K_c y K_v .

Para determinar los diagramas para el vehículo a MMA y en el estado de carga en inspección en ITV se ha relacionado los diagramas base mostrados en la Figura 138, asumiendo que el diagrama base en vacío es el que sigue el sistema de frenado cuando el peso del vehículo es igual a la tara indicada en la ficha técnica y que diagrama base a MMTA es el que sigue el sistema de frenado cuando el peso de los ejes a la MMTA de los ejes indicada en la placa de frenado. En caso de no disponer de placa de frenado se utilizará la MMTA de los ejes indicada en la ficha técnica.

Operando de ese modo se obtienen los diagramas a MMA y a carga en inspección, que superpuestos en el diagrama de la Figura 138, resultan los diagramas mostrados en la Figura 139 (color azul y rojo).

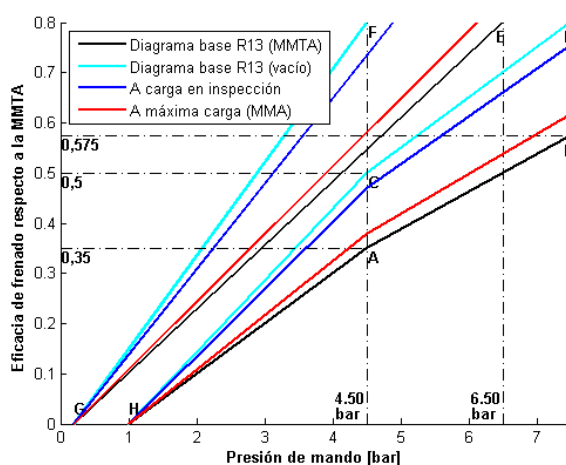


Figura 139: Diagrama base de compatibilidad de frenado para tractocamión y diagramas a MMA y a carga en inspección.

La eficacia de frenado obtenida en inspección puede ser calculada mediante el sumatorio de las fuerzas de frenado obtenido en inspección y la división del producto de la MMA de los ejes y la aceleración de la gravedad (Ver Ec. (3.2)) en la sección 3.2.

Sin embargo, para poder situar el punto correspondiente al ensayo en ITV en el plano del diagrama de la Figura 139 se debe calcular la eficacia referida a la sumatoria de las MMTA por eje del vehículo. Por lo tanto, en el denominador de la Ec. (3.2) se deberá sustituir la MMA por la MMTA según se muestra en la Ec. (5.76).

$$E_{MMTA}(\%) = \frac{\Sigma F_f}{\Sigma MMTA_{eje} \cdot g} \cdot 100 \quad (5.76)$$

donde

$E_{MMTA}(\%)$ = Representa el valor de la eficacia de frenado referida a la MMTA en tanto por ciento,

ΣF_f = Representa el sumatorio de las lecturas del frenómetro en cada eje en N,

$\Sigma MMTA$ = Representa el sumatorio de las Masas Máximas Técnicas Autorizadas del tractocamión en kg,

g = Representa la aceleración de la gravedad (9,81 m/s²).

Operando se obtiene una eficacia de frenado referida a la MMTA del 33,49%. Este valor, junto con la presión de control alcanzada durante la máxima frenada en inspección ITV (Ver Ec. (5.75)) se puede localizar sobre el diagrama de compatibilidad de frenado el punto de frenado obtenido en la inspección ITV (3,09 bar) según se muestra en la Figura 140. Destacar que para ubicar este punto de extrapolación se debe utilizar la presión de control (en vez de la presión en el actuador) ya que el eje x del diagrama 3 del Reglamento 13 [29] está referido a la presión de control.

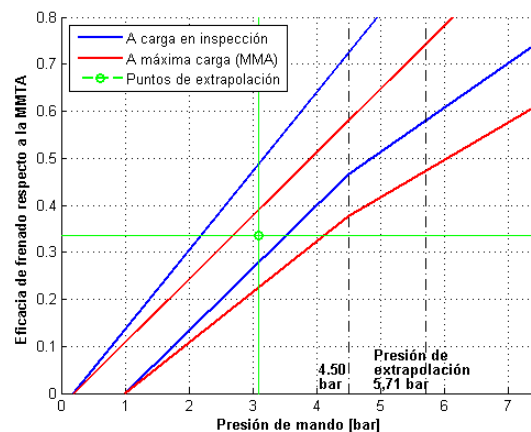


Figura 140: Localización del punto de frenado obtenido en ITV sobre el diagrama de compatibilidad de frenado para tractocamión.

En el caso del diagrama para tractocamión, al no tener en el Reglamento 13 [29] una ecuación que nos relacione el diagrama base con los diagramas a cargas parciales (como sí ocurre en el diagrama 4A de semirremolques), no puede

realizar una relación directa como la que se realiza en la Ec. (5.64) para semirremolques.

Por esta razón, para realizar el cambio de diagrama desde el diagrama a carga en inspección al diagrama a plena carga se utiliza la distancia media entre las dos líneas que forman el diagrama a carga en inspección y el diagrama a MMA, en el valor de presión de mando medido en ITV. En la Figura 141 se muestran los valores utilizados para realizar el cambio de plano, representados en magenta.

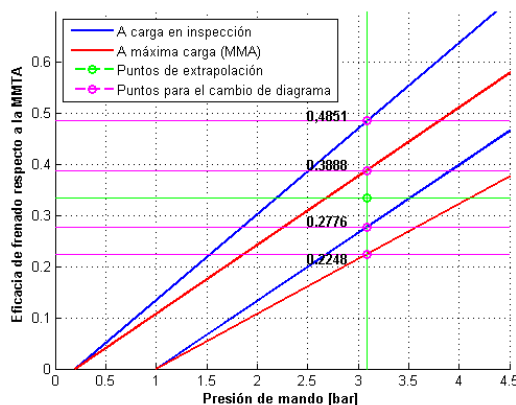


Figura 141: Cambio de diagrama a carga en inspección a diagrama a MMA para el modelo de "fBRAKE" de tractocamión.

Para realizar el cambio de plano se toma la diferencia entre los dos valores de las líneas superiores ($0,4851 - 0,3888 = 0,0963$) y la diferencia entre los dos valores de las líneas inferiores ($0,2776 - 0,2248 = 0,0528$). Finalmente, para realizar el cambio de plano se restará el valor medio de estos dos valores ($0,0746$) a la eficacia respecto a la MMTA medida en ITV ya calculada mediante la Ec. (5.76) y que resultó ser 33,49%. Por lo tanto, la eficacia de frenado en el plano a plena carga sería de 26,04%.

En la Figura 142 se muestra el diagrama de compatibilidad para tractocamión representando el punto de extrapolación sobre el diagrama a máxima carga (MMA).

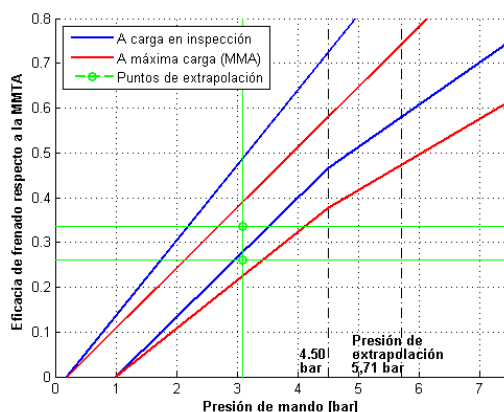


Figura 142: Localización del punto de frenado a plena carga sobre el diagrama de compatibilidad de frenado para el ensayo de tractocamión en vacío.

A partir de este momento, la evolución de la eficacia de frenado al aumentar la presión de control debe quedar dentro del diagrama a plena carga (líneas rojas).

A continuación, se extrapola la eficacia de frenado hasta la presión de control de 4,5 bares mediante una línea que toma la pendiente media entre las dos líneas rojas ubicadas entre 0 bar y 4,50 bar; multiplicada por un parámetro de ajuste de la pendiente κ . Este parámetro de ajuste toma un valor inferior a uno, por lo que reduce la pendiente de la recta de extrapolación. De este modo se considera la pérdida de efectividad del sistema de frenado debido al desgaste quedándose del lado de la seguridad. En la Figura 143 se muestra la extrapolación hasta 4,5 bares. Para tractocamiones de 2 ejes el parámetro de ajuste de la pendiente κ toma un valor de 0,96. En la Tabla 40 de la sección 5.5.4 se muestran los valores que toman los parámetros de ajuste para cada modelo de tractocamión.

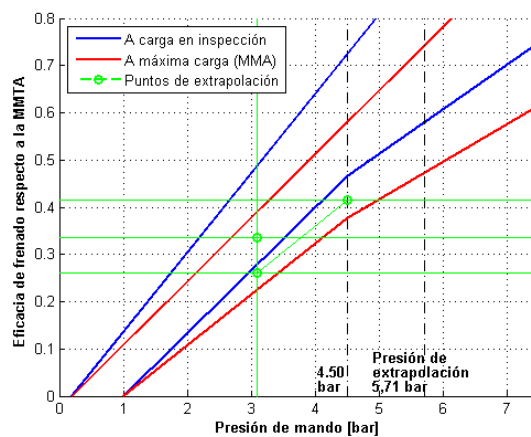


Figura 143: Extrapolación a 4'50 bar sobre el diagrama de compatibilidad de frenado a plena carga para tractocamión.

La pendiente utilizada en este tramo ha sido de $0,1090 \text{ bar}^{-1}$ y las coordenadas del punto de extrapolación obtenidos son de 4,50 bar y 41,4%.

A 4,5 bares hay un cambio de la pendiente en el diagrama de compatibilidad según indica el diagrama base del Reglamento 13 [29]. El modelo "fBRAKE" para tractocamión asume, al igual que el modelo "fBRAKE" para remolques y semi-remolques, que a partir de la presión de 4,5 bares no hay cambio en la pendiente de extrapolación.

Debido a lo anterior, se continúa extrapolando las fuerzas de frenado hasta la presión de control de extrapolación de 5,71 bar calculada en la Ec. (5.74) con la misma pendiente que en el primer tramo de extrapolación. En la Figura 144 se muestra esta extrapolación.

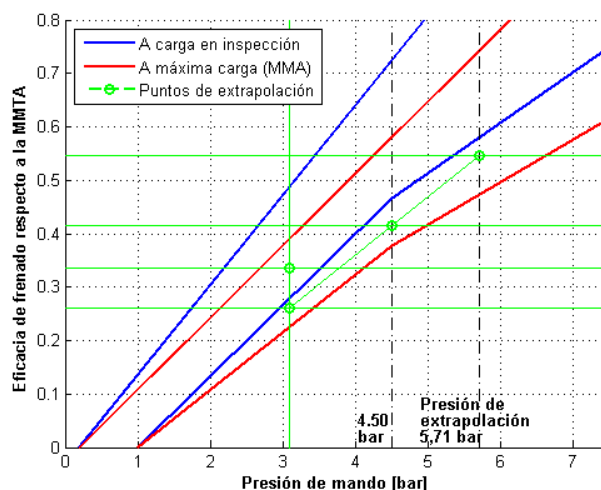


Figura 144: Extrapolación hasta la presión de control de extrapolación sobre el diagrama de compatibilidad de frenado a plena carga para tractocamión.

En la Figura 144 se muestra la extrapolación hasta la presión de extrapolación, con un resultado de eficacia de frenado del 54,57%. Esta eficacia de frenado está referida a la MMTA, por lo que operando con la Ec. (5.76) se puede obtener las fuerzas de frenado del tractocamión que dan esta eficacia de frenado. Para el ejemplo que aquí se muestra, la fuerza de frenado total sería de 109.750 N, que se traduce en un 62% de eficacia de frenado calculada de acuerdo a la Ec. (3.2).

Durante la extrapolación de presiones se observa como el recorrido de extrapolación recorre en todo momento el pasillo marcado por el Diagrama 2. Esto indica que el vehículo cumple la condición de compatibilidad de frenado cuando se acople con otro vehículo.

En la sección 5.6 se muestra el cálculo que se realiza para obtener las fuerzas de frenado de cada rueda a partir de la fuerza de frenado total obtenida mediante la extrapolación con el modelo “fBRAKE”. Operando como se indica en dicha sección se obtienen las fuerzas de frenado por rueda que se muestran en la Tabla 36.

Tabla 36: Resultados obtenidos mediante extrapolación con “fBRAKE” para tractocamión en un estado intermedio de carga.

Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	24.150 N
Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	26.470 N
Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	29.586 N
Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	29.543 N

En la Figura 149 de la sección 0 se muestra este ensayo junto a otro ensayo realizado con mayor carga y al ensayo realizado a plena carga.

5.5.1.2 Ejemplo explicativo para tractocamión de 2 ejes ensayado a plena

En el caso de que el vehículo se inspeccione en un nivel intermedio de carga, con el cual no alcance la eficacia de frenado mínima exigida y la presión de

control quede entre 4’5 bar y la presión de extrapolación, el modelo “fBRAKE” únicamente extrapola en la segunda región del diagrama hasta alcanzar la presión de extrapolación.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos al inspeccionar el mismo vehículo con un estado de carga próximo a su MMA. En la Tabla 37 se muestran los pesos y las fuerzas de frenado medidas en ITV durante el ensayo del vehículo.

Tabla 37: Datos del vehículo utilizado para explicar el modelo de “fBRAKE” para tractocamión ensayado a plena carga.

MODELO “fBRAKE” TRACTOCAMIÓN 2 EJES			
Obtenido en inspección ITV:			
Peso eje 1	6.225 kg	Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	24.820 N
		Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	27.810 N
Peso eje 2	10.560 kg	Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	27.050 N
		Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	27.360 N
% Carga respecto a la MMA	93,3 %	% Eficacia frenado Rev. 7ª en ITV sin extrapolar	60,7 %

Operando de manera análoga a como se muestra en la sección 5.5.1.1 se obtendría la presión de control a la cual se va a extrapolar (esta no cambia de 5,71 bar) y la presión de control alcanzada durante la inspección ITV (Ver Ec. (5.77)).

$$P_{mCI} = \text{Max}(P_m) \cdot \frac{\sum Q_{Ri}}{\sum MMTA_i}$$
$$P_{mCI} = 6,50 \cdot \frac{(6.225 + 10.560)}{(7.500 + 13.000)} = 5,32 \text{ bar}$$

(5.77)

Por otro lado, al haber cambiado el estado de carga, se modifica el diagrama de extrapolación con el estado de carga en inspección. Utilizando el mismo procedimiento que se muestra en la sección 5.5.1.1 se puede calcular el diagrama a carga en inspección. Los diagramas se muestran en la Figura 145.

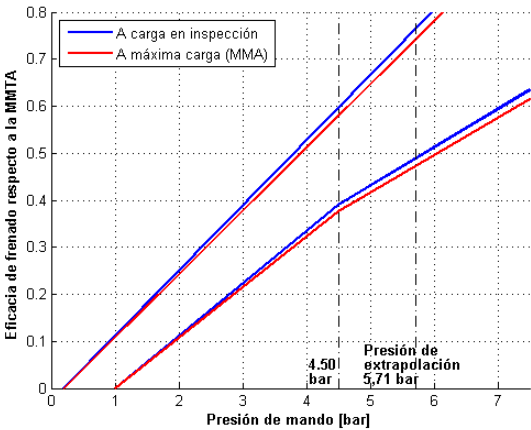


Figura 145: Diagrama a carga en inspección y a plena carga para el ejemplo del modelo “fBRAKE” de tractocamión a máxima carga.

De modo análogo a como se realiza en el ejemplo del vehículo en un estado intermedio de carga se debe calcular la eficacia de frenado referida a la MMTA mediante la Ec. (5.76).

Operando se obtiene una eficacia de frenado referida a la MMTA del 53,2%. Este valor, junto con la presión de control alcanzada durante la máxima frenada en inspección ITV (Ver Ec. (5.77)) se puede localizar sobre el diagrama de compatibilidad de frenado el punto de frenado obtenido en la inspección ITV (5,32 bar) según se muestra en la Figura 146.

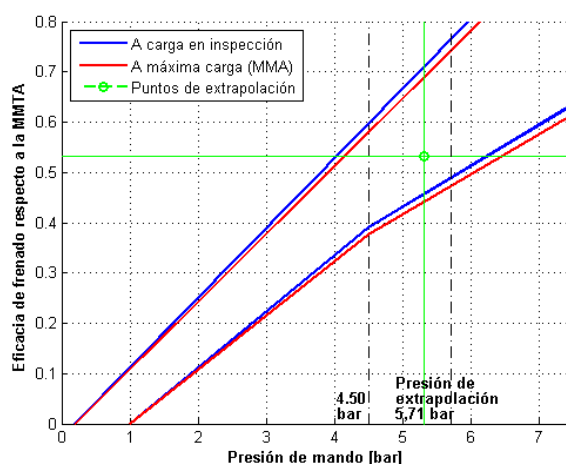


Figura 146: Localización del punto de frenado obtenido en ITV sobre el diagrama de compatibilidad de frenado para el ensayo de tractocamión en carga.

A continuación, se puede realizar el cambio de diagrama desde el diagrama a carga en inspección al diagrama a plena carga. La coordenada nueva de este punto sería de 5,32 bares y 51,3% de eficacia.

Representando este nuevo punto de extrapolación en el diagrama se obtiene la Figura 147.

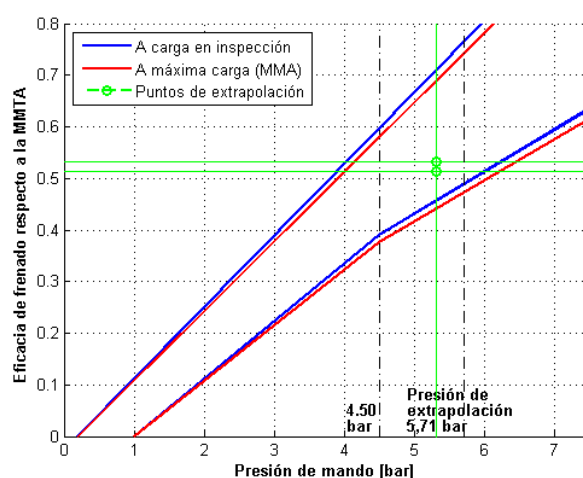


Figura 147: Localización del punto de frenado a plena carga sobre el diagrama de compatibilidad de frenado para el ensayo de tractocamión en carga.

A continuación, se extrapola la eficacia de frenado hasta la presión de control de 5,71 bares con una recta de extrapolación con una pendiente calculada del mismo modo que se calcula en la sección 5.5.1.1, es decir una línea que toma la pendiente media entre las dos líneas rojas ubicadas entre 0 bar y 4,50 bar; multiplicada por un parámetro de ajuste de la pendiente κ que un valor de 0,96 (Ver sección 5.5.1.1). En la Tabla 40 de la sección 5.5.4 se muestran los valores que toman los parámetros de ajuste para cada modelo de tractocamión.

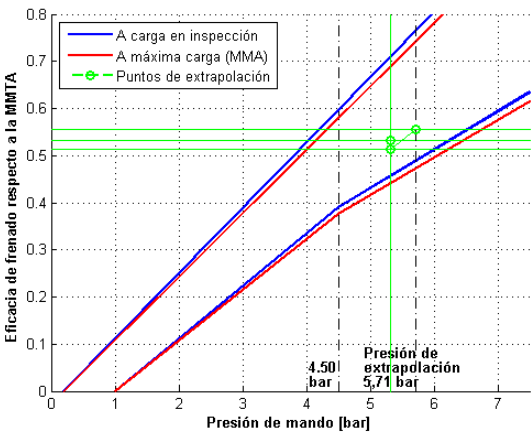


Figura 148: Extrapolación a 5,71 bar sobre el diagrama de compatibilidad de frenado a plena carga para el ensayo de tractocamión en carga.

Las coordenadas del punto de extrapolación obtenido son de 5,71 bar y 55,6%, según se muestra en la Figura 148.

Esta eficacia de frenado está referida a la MMTA, por lo que operando con la Ec. (5.76) se puede obtener las fuerzas de frenado del tractocamión que dan esta eficacia de frenado. Para el ejemplo que aquí se muestra, la fuerza de frenado total sería de 111.779 N, que se traduce en un 63% de eficacia de frenado calculada de acuerdo a la Ec. (3.2).

En la sección 5.6 se muestra el cálculo que se realiza para obtener las fuerzas de frenado de cada rueda a partir de la fuerza de frenado total obtenida mediante la extrapolación con el modelo “fBRAKE”. Operando como se indica en dicha sección se obtienen las fuerzas de frenado por rueda que se muestran en la Tabla 38.

Tabla 38: Resultados obtenidos mediante extrapolación con “fBRAKE” para el ejemplo de tractocamión a máxima carga.

Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	26.106 N
Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	29.251 N
Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	28.050 N
Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	28.371 N

En la Figura 149 de la sección 0 se muestra este ensayo junto a otro ensayo realizado con mayor carga y al ensayo realizado a plena carga.

5.5.1.3 Resultados obtenidos para tractocamión de 2 ejes independientes con distintos estados de carga

Los pesos y fuerzas de frenado obtenidas durante la inspección a este vehículo y que no se ha explicado en las dos secciones anteriores son las siguientes:

Tabla 39: Otros ensayos del vehículo utilizado para explicar el modelo de “fBRAKE” para tractocamión.

Obtenido en inspección ITV:			
Peso eje 1	5.780 kg	Fuerza frenado eje 1 rueda izq.	23.320 N
		Fuerza frenado eje 1 rueda dcha.	24.040 N
Peso eje 2	7.885 kg	Fuerza frenado eje 2 rueda izq.	23.690 N
		Fuerza frenado eje 2 rueda dcha.	23.950 N
% Carga en ejes	75,9%	% Eficacia frenado Rev. 7ª en ITV sin extrapolar	53,9%

En la Figura 149 se muestran los resultados de aplicar el modelo “fBRAKE” de tractocamión de los dos ejemplos explicados en la sección 5.5.1.1 y 5.5.1.2, junto con otro ensayo con un nivel de carga intermedio entre estos 2 ensayos mostrados anteriormente. Además, también se muestra el valor de rechazo que le aplica a este vehículo según el Manual de Procedimiento de Inspección en las Estaciones de ITV, el valor patrón de eficacia de frenado y los resultados de eficacia de frenado que se obtienen con las fuerzas de frenado medidas en ITV aplicando la Revisión 7ª del Manual de Procedimiento [5].

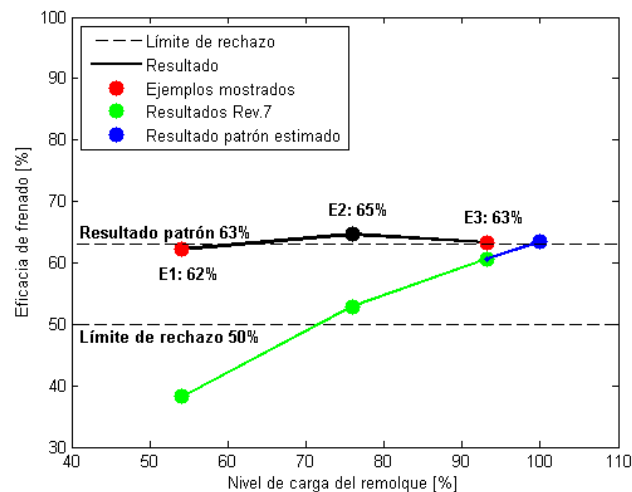


Figura 149: Resultados obtenidos con diferentes estados de carga aplicando “fBRAKE” para tractocamión en el vehículo ensayado de ejemplo.

Como se muestra en la Figura 149, gracias al modelo “fBRAKE” no es necesaria la inspección del vehículo a plena carga para alcanzar resultados satisfactorios y similares a los que se obtienen a plena carga.

Se observa como el modelo “fBRAKE” obtiene resultados similares independientemente del estado de carga del vehículo en el momento de inspección. Este modelo está fuertemente relacionado con el modo en el que el sistema de frenado de los tractocamiones funciona. Según se aprecia en la Figura 149, no hay la

diferencia entre resultados de eficacia de frenado. Es de resaltar que existen factores que pueden afectar a las fuerzas de frenado medidas en ITV tales como:

- Error de medición del frenómetro.
- Progresividad y linealidad al presionar el pedal de freno por parte del conductor.
- Correcta alineación del vehículo con el frenómetro.

Para poder aplicar el modelo “fBRAKE” para tractocamión son necesarios varios datos técnicos que se obtienen de la documentación del vehículo y durante la inspección ITV. En la sección 5.5.3 se muestra un resumen de los datos necesarios para alimentar al modelo “fBRAKE” para tractocamión.

5.5.2 Cálculo del desequilibrio de frenado en cada eje

En el modelo “fBRAKE” para tractocamión, el desequilibrio de frenado en cada eje se calcula del mismo modo que se calcula en el modelo “fBRAKE” para vehículos a motor. El cálculo se explica en la sección 5.6.

5.5.3 Resumen de datos necesarios en el modelo de tractocamión

Los datos necesarios que se necesitan para poder realizar la extrapolación mediante el modelo “fBRAKE” para tractocamión se muestran en la Figura 150, dependiendo de si el vehículo instala o no la placa de presiones de frenado:

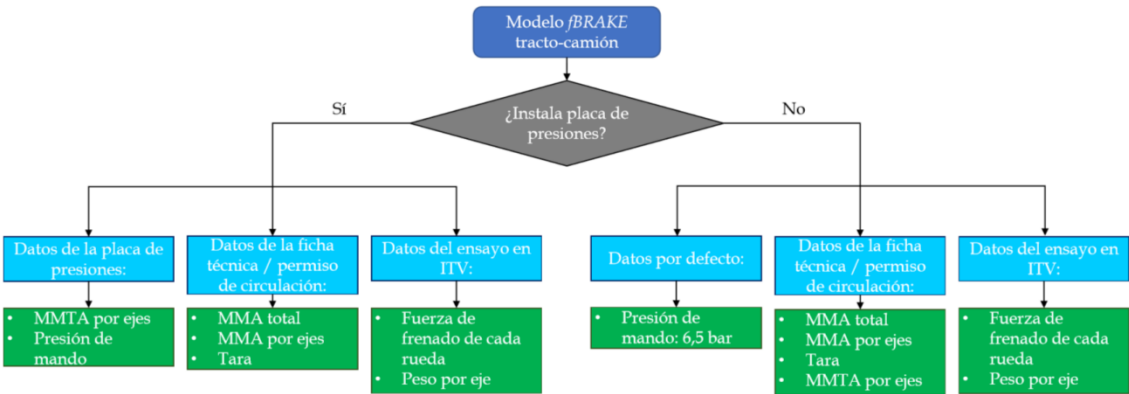


Figura 150: Diagrama de flujo de los datos necesarios para aplicar el modelo “fBRAKE” para tractocamión.

5.5.4 Valores del parámetro de ajuste de la pendiente κ en tractocamión

En la Tabla 40 se muestran los del parámetro de ajuste de la pendiente κ utilizados en los modelos de “fBRAKE” para tractocamión. Estos parámetros se han obtenido a partir los ensayos realizados y sirven para ajustar el modelo de extrapolación.

Tabla 40: Parámetros κ en el modelo “fBRAKE” de tractocamión.

Modelos “fBRAKE” para tractocamión		
5	Modelo para trato-camión de 2 ejes	0,95
6	Modelo para trato-camión de 1+2 ejes	0,95
7	Modelo para trato-camión de 2+2 ejes	0,95
8	Modelo para trato-camión de 1+3 ejes	0,95

Conforme la utilización de “fBRAKE” aumente y se disponga de una muestra más representativa de vehículos ensayados con diferentes estados de carga, estos parámetros podrían ser ajustados para obtener unos resultados más precisos.

5.6. Reparto de fuerzas de frenado por eje/s entre el/los eje/s y las ruedas del vehículo

Los distintos modelos “fBRAKE”, tras aplicar el método de extrapolación explicado en las secciones anteriores obtiene los resultados mostrados en la Tabla 41. En la sección 5.2, sección 5.3, sección 5.4 y sección 5.5 se muestran las simplificaciones que se realizan cuando el vehículo equipa ejes tándem o trídem.

A partir de estos datos se obtienen las fuerzas de frenado de cada eje y posteriormente de cada rueda.

Tabla 41: Resultados obtenidos al aplicar los modelos de “fBRAKE” antes de hacer la separación por eje y rueda.

1	Modelo para vehículo a motor de 2 ejes:
	Fuerza de frenado en el eje 1º y eje 2º
2	Modelo para vehículo a motor de 1+2 ejes:
	Fuerza de frenado en el eje 1º y eje 2º simplificado
3	Modelo para vehículo a motor de 2+2 ejes:
	Fuerza de frenado en el eje 1º simplificado y eje 2º simplificado
4	Modelo para vehículo a motor de 1+3 ejes
	Fuerza de frenado en el eje 1º y eje 2º simplificado
5	Modelo para trato-camión de 2 ejes
	Fuerza de frenado total desarrollada por todos los ejes
6	Modelo para trato-camión de 1+2 ejes
	Fuerza de frenado total desarrollada por todos los ejes
7	Modelo para trato-camión de 2+2 ejes
	Fuerza de frenado total desarrollada por todos los ejes
8	Modelo para trato-camión de 1+3 ejes
	Fuerza de frenado total desarrollada por todos los ejes
9	Modelo para semirremolque de 1 eje
	Fuerza de frenado total desarrollada el eje
10	Modelo para semirremolque de 2 ejes
	Fuerza de frenado total desarrollada por todos los ejes
11	Modelo para semirremolque de 3 ejes
	Fuerza de frenado total desarrollada por todos los ejes

12	Modelo para remolque de 1 eje central:
	Fuerza de frenado total desarrollada por el eje
13	Modelo para remolque de 2 ejes centrales
	Fuerza de frenado total desarrollada por todos los ejes
14	Modelo para remolque de 1+1 ejes independientes
	Fuerza de frenado total desarrollada por todos los ejes
15	Modelo para remolque de 1+2 ejes independientes
	Fuerza de frenado total desarrollada por todos los ejes
16	Modelo para remolque de 3 ejes centrales
	Fuerza de frenado total desarrollada por todos los ejes

Por lo tanto, según se observa en la

Tabla 41 existen 2 modos de obtener las fuerzas de frenado en cada eje, una para los modelos del número 1 a 4 y otra para los modelos del número 5 al 16. Esto se debe a que los primeros modelos están basados en las curvas de equiadherencia, mientras que el resto están basados en los diagramas de compatibilidad de frenado entre vehículo remolcado y remolcador.

En la sección 5.6.1 se explica la metodología utilizada para obtener las fuerzas de frenado para cada uno de los ejes (pasando de eje/s simplificado/s a eje/s único/s o bien, pasando de fuerzas de frenado totales a fuerzas por eje/s único/s).

Posteriormente, en la sección 0 se explica la metodología utilizada para obtener las fuerzas de frenado realizadas por cada rueda a partir de la fuerza de frenado de su respectivo eje.

5.6.1 Cálculo de la fuerza de frenado de cada eje

En la sección 5.6.1.1 y sección 5.6.1.2 se muestran los cálculos que “fBRAKE” realiza para obtener las fuerzas de frenado por eje a partir de la fuerza de frenado del eje simplificado o bien a partir de la fuerza de frenado total, respectivamente (Ver cuando ocurre cada caso en la Tabla 41).

5.6.1.1 Fuerza de frenado en cada eje a partir de la fuerza de frenado del eje simplificado

El cálculo de las fuerzas de frenado de cada eje a partir de la fuerza de frenado del eje simplificado (ejes tándem o eje trídem) se basa en la proporcionalidad entre el aumento de peso posible en el eje (diferencia entre el peso en inspección y la MMA del eje) y el aumento de la fuerza de frenado. A continuación, se muestran las ecuaciones que utilizadas para llevar a cabo el cálculo.

En primer lugar, se calcula el incremento de la fuerza de frenado relativa al eje simplificado con respecto a la fuerza obtenida en inspección (Ver Ec. (5.78)).

$$\Delta F_{f.is} = F_{f.is,fBRAKE,e} - F_{f.is,CI,e} \quad (5.78)$$

donde

$\Delta F_{f.is}$ = Representa el incremento de la fuerza de frenado en el eje i simplificado en N,

$F_{f.is,fBRAKE.e}$ = Representa la fuerza de frenado en el eje i simplificado obtenida mediante extrapolación con “fBRAKE” en estático en N,

$F_{f.is,CI.e}$ = Representa la fuerza de frenado en el eje i simplificado obtenida a carga en inspección en estático en N.

Además, se debe calcular el incremento de peso máximo que recaerá sobre cada eje cuando el vehículo esté a plena carga (Ver Ec. (5.79)) y el incremento de peso total en el eje simplificado, Ec.(5.80)).

$$\Delta Q_{i.CI} = MMA_i - Q_{i.CI} \quad (5.79)$$

$$\Delta Q_{is.CI} = \Sigma \Delta Q_{i.CI} \quad (5.80)$$

donde

$\Delta Q_{i.CI}$ = Representa el incremento máximo del peso en el eje i con respecto al medido en ITV en kg,

MMA_i = Representa la MMA del eje i en kg,

$Q_{i.CI}$ = Representa el peso en el eje i en carga en inspección en kg,

$\Delta Q_{is.CI}$ = Representa el incremento máximo del peso en el eje i simplificado con respecto al medido en ITV en kg.

A continuación, se debe calcular el porcentaje que representa este aumento de peso con respecto al incremento máximo de peso en el eje simplificado (Ver Ec. (5.81)).

$$\%Q_i = \frac{\Delta Q_{i.CI}}{\Delta Q_{is.CI}} \quad (5.81)$$

donde

$\%Q_i$ = Representa el porcentaje de incremento de peso máximo del eje i con respecto a la MMA de los ejes,

$Q_{i.CI}$ = Representa el peso en el eje i en carga en inspección en kg,

$\Delta Q_{is.CI}$ = Representa el incremento máximo del peso en el eje i simplificado con respecto al medido en ITV en kg.

Multiplicando el incremento de fuerza de frenado relativa al eje simplificado por el porcentaje calculado en la Ec. (5.81), se obtiene el incremento atribuible a cada eje (Ver Ec. (5.82))

$$\Delta F_{f.i} = \Delta F_{f.is} \cdot \%Q_i \quad (5.82)$$

donde

$\Delta F_{f.i}$ = Representa el incremento de la fuerza de frenado en el eje i en N,

$\Delta F_{f.is}$ = Representa el incremento de la fuerza de frenado en el eje i simplificado en N,

$\%Q_i$ = Representa el porcentaje de incremento de peso máximo del eje i con respecto a la MMA de los ejes.

Finalmente, una vez obtenido el incremento de la fuerza de frenado, se calcula la fuerza de frenado que ese eje realizará mediante la extrapolación con “ $fBRAKE$ ”, sumando el incremento a la fuerza de frenado obtenido a la fuerza de frenado obtenida con carga en inspección (Ver Ec. (5.83)).

$$F_{f.i.fBRAKE.e} = F_{f.i.Cl.e} + \Delta F_{fi} \quad (5.83)$$

donde

$F_{f.i.fBRAKE.e}$ = Representa la fuerza de frenado en el eje i obtenida mediante extrapolación con “ $fBRAKE$ ” en estático en N,

$F_{f.i.Cl.e}$ = Representa la fuerza de frenado en el eje i obtenida a carga en inspección en estático en N,

ΔF_{fi} = Representa el incremento de la fuerza de frenado en el eje i en N.

Una vez obtenidas las fuerzas de frenado en cada eje, se puede separar esta fuerza de frenado por rueda de un mismo eje, utilizando el deslizamiento obtenido en ITV según se muestra en la sección 5.6.2.

5.6.1.2 Fuerza de frenado en cada eje a partir de la fuerza de frenado total

En el caso de los modelos para tractocamión, semirremolque y remolque, en los que se obtiene la fuerza de frenado total que el vehículo realizaría si acudiera a ITV cargado a su MMA, es necesario en primer lugar dividir esta fuerza de frenado entre cada uno de sus eje o ejes.

Al igual que el cálculo de la fuerza de frenado en cada eje a partir de la fuerza de frenado del eje simplificado mostrada en la sección 5.6.1.1, obtención de la fuerza de frenado en cada eje a partir de la fuerza de frenado total se basa en la proporcionalidad entre el aumento de peso posible en el eje (diferencia entre el peso en inspección y la MMA del eje) y el aumento de la fuerza de frenado. A continuación, se muestran las ecuaciones que utilizadas para llevar a cabo el cálculo.

En primer lugar, se calcula el incremento de la fuerza de frenado obtenida durante la extrapolación con “ $fBRAKE$ ” (Ver Ec. (5.84)).

$$\Delta F_f = F_{f.fBRAKE} - \Sigma F_{f.i.Cl} \quad (5.84)$$

donde

ΔF_f = Representa el incremento de la fuerza de frenado total en N,

$F_{f.fBRAKE}$ = Representa la fuerza de frenado total obtenida mediante extrapolación con “ $fBRAKE$ ” en N,

$\Sigma F_{f.i.Cl}$ = Representa el sumatorio de la/s fuerza/s de frenado de los ejes i a carga obtenida a en inspección en N.

A continuación, se debe calcular el incremento de peso máximo que recaerá sobre cada eje cuando el vehículo esté a plena carga (Ver Ec.(5.85)) y el incremento de peso total en el eje simplificado.

$$\Delta Q_{i.CI} = MMA_i - Q_{i.CI} \quad (5.85)$$

donde

$\Delta Q_{i.CI}$ = Representa el incremento máximo del peso en el eje i con respecto al medido en ITV en kg,

MMA_i = Representa la MMA del eje i en kg,

$Q_{i.CI}$ = Representa el peso en el eje i en carga en inspección en kg.

Dividiendo el incremento en cada eje entre el sumatorio de los incrementos de todos los ejes, se obtiene el porcentaje de incremento de carga con respecto a la MMA de los ejes que corresponde a cada eje del vehículo según se muestra en la Ec. (5.86).

$$\%Q_i = \frac{\Delta Q_{i.CI}}{\Sigma \Delta Q_i} \quad (5.86)$$

donde

$\%Q_i$ = Representa el porcentaje de incremento de peso máximo del eje i con respecto a la MMA de los ejes,

$\Delta Q_{i.CI}$ = Representa el incremento máximo del peso en el eje i con respecto al medido en ITV en kg,

$\Sigma \Delta Q_i$ = Representa el sumatorio de los incrementos máximo de peso en el eje i con respecto al medido en ITV en kg.

Multiplicando el porcentaje obtenido mediante la Ec. (5.86) y el incremento de fuerza de frenado obtenido con la extrapolación con “fBRAKE” (Ver Ec. (5.84)), se obtiene el incremento de fuerza de frenado que corresponde del incremento total a cada eje.

$$\Delta F_{f.i.fBRAKE} = \%Q_i \cdot \Delta F_f \quad (5.87)$$

donde

$\Delta F_{f.i.fBRAKE}$ = Representa el incremento la fuerza de frenado en el eje i obtenida mediante extrapolación con “fBRAKE” en N,

$\%Q_i$ = Representa el porcentaje de incremento de peso máximo del eje i con respecto a la MMA de los ejes,

ΔF_f = Representa el incremento de la fuerza de frenado total en N.

Finalmente, sumando el incremento de fuerza de frenado en cada eje obtenido mediante la extrapolación con “fBRAKE” a la fuerza de frenado obtenida en la inspección en ITV a carga en inspección se obtiene la fuerza de frenado extrapolada que haría cada eje, según se muestra en la Ec. (5.88).

$$F_{f.i.fBRAKE} = \Delta F_{f.i.fBRAKE} + F_{f.i.CI} \quad (5.88)$$

donde

$F_{f,i,fBRAKE}$ = Representa de la fuerza de frenado en el eje i obtenida mediante extrapolación con " $fBRAKE$ " en N ,

$\Delta F_{f,i,fBRAKE}$ = Representa el incremento de la fuerza de frenado en el eje i obtenida mediante extrapolación con " $fBRAKE$ " en N ,

$F_{f,i,CI}$ = Representa la fuerza de frenado del eje i obtenida a carga en inspección en N .

Una vez obtenidas las fuerzas de frenado en cada eje, se puede separar esta fuerza de frenado por rueda de un mismo eje, utilizando el deslizamiento obtenido en ITV según se muestra en la sección 5.6.2.

5.6.2 Cálculo de las fuerzas de frenado por rueda a partir de la fuerza de frenado del eje

Una vez obtenida la fuerza de frenado que le corresponde a cada eje se puede obtener la fuerza de frenado por cada rueda. Este cálculo se realiza por igual en todos los modelos " $fBRAKE$ " particularizándolo obviamente para el número de ejes que tenga el vehículo.

Para obtener la fuerza de frenado rueda se asume igualmente que el porcentaje de fuerza de frenado realizado por cada rueda del eje se mantiene constante con respecto a lo obtenido en inspección.

En la sección 5.2.1.2 se muestra la definición del desequilibrio de frenado. Operando con esta definición y aplicando la hipótesis de que el desequilibrio de las fuerzas extrapoladas será igual al obtenido durante la inspección en ITV se calcula la fuerza de frenado por eje. A continuación, se muestran las ecuaciones matemáticas utilizadas.

$$D_{i,CI}(\%) = \frac{100 \left[\max(F_{f,i,IZQ,CI}, F_{f,i,DCH,CI}) - \min(F_{f,i,IZQ,CI}, F_{f,i,DCH,CI}) \right]}{\max(F_{f,i,IZQ,CI}, F_{f,i,DCH,CI})} \quad (5.89)$$

donde

$D_{i,CI}(\%)$ = Representa el valor del desequilibrio de frenado del eje i a carga en inspección en tanto por ciento,

$F_{f,i,IZQ,CI}$ = Representa la fuerza de frenado de la rueda izquierda del eje i a carga en inspección en N ,

$F_{f,i,DCH,CI}$ = Representa la fuerza de frenado de la rueda derecha del eje i a carga en inspección en N .

Una vez calculado el desequilibrio de frenado de cada eje aplicando la Ec. (5.89) se calcula la fuerza de frenado máxima y mínima que desarrollará cada eje una vez extrapolado según se muestra en la Ec. (5.90) y Ec. (5.91).

$$F_{f,i,max} = \frac{F_{f,i,PC}}{\left[2 - \frac{D_{i,CI}}{100} \right]} \quad (5.90)$$

$$F_{f.i.min} = F_{f.i.PC} - F_{f.i.max} \quad (5.91)$$

donde

$F_{f.i.PC}$ = Representa la fuerza de frenado del eje i a plena carga en N,

$F_{f.i.max}$ = Representa la máxima fuerza de frenado entre las ruedas derecha e izquierda del eje i a plena carga en N,

$F_{f.i.min}$ = Representa la mínima fuerza de frenado entre las ruedas derecha e izquierda del eje i a plena carga en N,

$D_{i.CI}(\%)$ = Representa el valor del desequilibrio de frenado del eje i a carga en inspección en tanto por ciento.

Finalmente, atendiendo a la rueda que realizó una mayor fuerza de frenado durante la inspección en ITV se asigna la $F_{f.i.max}$ a dicho lado y la $F_{f.i.min}$ al contrario, es decir, en cada eje, el lado que frena más a carga en inspección será el lado que frene más a plena carga.

Esta asunción es análoga a la que se realiza cuando se aplica la norma ISO 21069 [2].

Capítulo 6: Validación de los modelos

6.1. Introducción

Una vez propuesto el método equivalente “*fBRAKE*” debe demostrarse su equivalencia con los resultados del ensayo del vehículo con el método establecido como referencia (ensayo a plena carga en frenómetro de rodillos), entendiendo como tal que genere unos resultados de medición comparables que conducirán a una evaluación fiable de la eficacia del sistema de frenado de servicio.

Para la validación del método equivalente “*fBRAKE*” se utilizará como base la norma UNE 26110 [4] desarrollada para la evaluación de la equivalencia de métodos de eficacia de frenado con respecto a los definidos en la Norma ISO 21069 [2]. Esta norma UNE está basada en la intercomparación que se debe realizar entre laboratorios para contrastar posibles desviaciones en las mediciones.

En esta tesis, se considerarán métodos equivalentes aquellos métodos de medida de la eficacia de frenado que obtengan las fuerzas de frenado máximas del vehículo a partir de ensayos en frenómetro de rodillos con el vehículo descargado o parcialmente cargado y métodos de cálculo y/o simulación, siempre que generen resultados de medición comparables a los resultantes del ensayo del vehículo con el método establecido como referencia (ensayo a plena carga en frenómetro de rodillos).

El alcance de esta evaluación quedará delimitado por las categorías de vehículos a las que sea de aplicación el método propuesto.

Por lo anterior, a continuación, se muestra el método estadístico propuesto como validación del modelo “*fBRAKE*” de determinación de la eficacia de frenado en inspección en esta tesis: Método Bootstrapping [64]. Finalmente, se realiza una validación del modelo “*fBRAKE*” mediante el método Bootstrapping con vehículos ensayados.

6.2. Procedimiento de ensayo

Para determinar las fuerzas de frenado se ensayaron cada uno de los vehículos en las condiciones establecidas para el ensayo de referencia, es decir, con el vehículo a plena carga o con un valor próximo al 100% de su MMA. El ensayo a plena carga se repitió, como mínimo, 5 veces. Los vehículos fueron pesados para saber su carga durante el ensayo y para comprobar que el estado de carga era próximo al 100% de su MMA.

A continuación, se ensayó el mismo vehículo, en el mismo frenómetro de rodillos, pero en condiciones de vehículo sin carga o con estadios intermedios de

carga. Posteriormente se calcularon los resultados con el método alternativo “fBRAKE”. El ensayo se ha realizado, como mínimo, 5 veces.

6.3. Validaciones de vehículos ensayados mediante “fBRAKE”

A continuación, se muestran ejemplos de vehículos ensayados mediante “fBRAKE”. Estos vehículos han sido utilizados para la validación del modelo, por lo que también se muestra el resultado de validación obtenida aplicando el método de Bootstrapping.

En la validación que se muestra a continuación se han utilizado un total de 6 vehículos para abarcar todas las familias de modelos que forman “fBRAKE”:

- Vehículo a motor (excepto tractocamiones):
 - Vehículo a motor de 2 ejes y neumáticos todoterreno
 - Vehículo a motor de 1+2 ejes y neumáticos todoterreno
 - Vehículo a motor de 2+2 ejes y neumáticos de carretera
- Tractocamión
 - Modelo para trato-camión de 2 ejes
- Semirremolque
 - Modelo para semirremolque de 3 ejes
- Remolque
 - Remolque de 1+1 ejes independientes y neumáticos de carretera

En la Tabla 42 se muestran los frenómetros utilizados para llevar a cabo los ensayos de validación de “fBRAKE”, mientras que en el Anexo 1 se muestran los resultados de calibración de estos equipos. Estos equipos fueron calibrados conforme a su plan de calibración. En la Tabla 43 se muestran las básculas utilizadas en esas mismas estaciones ITV.

Tabla 42: Frenómetros utilizados para los ensayos de validación de “fBRAKE”

FRENÓMETROS		
ESTACIÓN ITV	Estación ITV de la agrupación de apoyo logístico nº11. Base logística San Pedro. Colmenar Viejo	Estación ITV Trujillo, de la Junta de Extremadura.
MARCA	HISTRON	RYME
MODELO	LOA VP	FRU-LIFT-PCR
Nº IDENTIFICACIÓN	LOAVP00006303-ML (0197004)	13/0010
SOFTWARE	0197004	N.A.
Nº CERTIFICADO CALIBRACIÓN	1723FR0044	FMU-1511-14

En el Anexo 1 se muestran los resultados de calibración de estos equipos. Estos equipos fueron calibrados conforme a su plan de calibración.

Tabla 43: Básculas utilizadas para los ensayos de validación de “fBRAKE”

FRENÓMETROS		
ESTACIÓN ITV	Estación ITV de la agrupación de apoyo logístico nº11. Base logística San Pedro. Colmenar Viejo	Estación ITV Trujillo, de la Junta de Extremadura.
MARCA	CULMEN	PIBERNAT
MODELO	3026	S-120
Nº IDENTIFICACIÓN	140 M-1109	6006576
Nº CERTIFICADO CALIBRACIÓN	76351	57326

En el Anexo 1 se muestran los resultados de calibración de estos equipos. Estos equipos fueron calibrados conforme a su plan de calibración.

Según los requerimientos de AECA para los equipos utilizados en las estaciones ITV [65], el error máximo permitido para los frenómetros es de ± 2100 N, mientras que para las básculas utilizadas en ITV (clase III) el error máximo permitido es de ± 20 kg (para pesadas hasta 20000 kg) y ± 30 kg (para pesadas de 20000 kg a 30000 kg). Para la validación realizada en esta tesis, se utilizarán estos errores máximos permitidos.

En todos los casos siguientes, se asegura que la detección de vehículos con frenos neumáticos manipulado de manera que la eficacia en vacío se obtenga con una presión en cámara claramente superior a la de diseño se realizará mediante la inspección visual de acuerdo a lo requerido en el punto 6.1 del Manual de Procedimiento de Inspección de Estaciones ITV [5].

6.4. Cálculos estadísticos realizados

Una vez obtenidas las fuerzas de frenado y los pesos de cada vehículo, mediante los 5 ensayos se realiza el análisis estadístico que se muestra a continuación. Debido al bajo número de ensayos realizado a cada vehículo, se utiliza el método de remuestreo con reposición o también llamado Bootstrapping. Este método de cálculo es el aceptado por la Norma UNE 26110 [4]. Gracias al método del Bootstrapping se pueden generar submuestras adicionales a partir de una muestra con pocos ensayos, permitiendo con estos datos generados determinar la incertidumbre de medida con un nivel de confianza aceptable.

Según se indica en la Norma UNE 26110 [4], se deben obtener $n=10.000$ valores de eficacia de frenado para el método de referencia (vehículo cargado hasta su MMA) y otros tantos valores para el método alternativo (vehículo descargado o en un estado intermedio de carga).

A partir de esos $n=10.000$ valores de eficacia de frenado se calcula la eficacia media de frenado.

$$\overline{E(\%)} = \frac{\sum_{i=1}^n E(\%)_i}{n} \quad (6.1)$$

donde

$\overline{E(\%)} =$ Eficacias de frenada media,

$n =$ Número de submuestras generadas mediante Bootstrapping,

$E(\%) =$ Eficacias de frenada generadas mediante Bootstrapping.

Con esta expresión se calcula la eficacia de frenado media tanto para el método "fBRAKE" y para el método de referencia.

Además, mediante el método de Bootstrapping se pueden obtener los límites inferior y superior para un nivel de confianza 95%:

$$\begin{aligned} \text{Lim}_{\text{inf}} &= \text{Lim}_r \\ \text{Lim}_{\text{sup}} &= \text{Lim}_{(r+q)} \end{aligned} \quad (6.2)$$

Siendo: $q = p \cdot n$ y $r = (n - q)/2$ (para $p=0,95$). Operando se obtienen los siguientes límites:

$$\begin{aligned} \text{Lim}_{\text{inf}} &= \text{Lim}_{250} \\ \text{Lim}_{\text{sup}} &= \text{Lim}_{9750} \end{aligned} \quad (6.3)$$

Una vez obtenidos estos límites superior e inferior se puede calcular la incertidumbre asociada a la repetibilidad de las medidas:

$$U_1 = (\text{Lim}_{9750} - \text{Lim}_{250})/2 \quad (6.4)$$

Por otro lado, debido a la utilización de los equipos de medida, también existe una incertidumbre asociada al frenómetro y a la báscula. Para esta tesis, se supondrá despreciable la incertidumbre de la aceleración de la gravedad frente a las incertidumbres de los equipos de medición. Esta contribución a la incertidumbre total de los ensayos, se determinará a partir del valor del error máximo (EMP) establecido para estos equipos según AECA [65]:

- $u_{Ff} = \pm 2100$ N en frenómetros
- $u_{MMA} = \pm 20$ kg (para pesadas hasta 20000 kg) en básculas
- $u_{MMA} = \pm 30$ kg (para pesadas de 20000 kg a 30000 kg) en básculas

De acuerdo a la ley de propagación de las varianzas, la incertidumbre de la eficacia de frenado se calcula con la Ec. (6.5) [66]

$$\begin{aligned} E(\%) &= \frac{\Sigma F_f}{MMA \cdot g} \cdot 100 \\ u_2^2 &= \left(\frac{\partial E(\%)}{\partial \Sigma F_f} \right)^2 \cdot (u_{F_f})^2 + \left(\frac{\partial E(\%)}{\partial MMA} \right)^2 \cdot (u_{MMA})^2 + \left(\frac{\partial E(\%)}{\partial g} \right)^2 \cdot (u_g)^2 \end{aligned} \quad (6.5)$$

Operando, considerando que la incertidumbre de la gravedad es despreciable frente a las otras, se obtiene:

$$u_2 = \frac{100}{MMA \cdot g} \sqrt{(u_{F_f})^2 + \left(\frac{E(\%) \cdot g}{100} \right)^2 \cdot (u_{MMA})^2} \quad (6.6)$$

$$U2 = 2 \cdot u2$$

donde

MMA = Representa la Masa Máxima Autorizada del vehículo en kg,

g = Representa la aceleración de la gravedad (9,81 m/s²),

uFf = 2100 N,

$uMMA$ = 20 kg (para pesadas hasta 20000 kg),

$uMMA$ = 30 kg (para pesadas de 20000 kg a 30000 kg).

Mediante la Ec. (6.4) y Ec. (6.6) se obtiene la incertidumbre expandida combinada considerando la incertidumbre debida a la repetibilidad y la debida a los equipos de medida, según se muestra en la Ec. (6.7). Con esta expresión se calcula la incertidumbre expandida tanto para el método “ $fBRAKE$ ” y para el método de referencia.

$$U = \sqrt{U1^2 + U2^2} \quad (6.7)$$

Finalmente, para comprobar la equivalencia de ambos modelos se utiliza la expresión del Error Normalizado que se muestra en la Ec. (6.8).

$$EN = \frac{|E(\%)_{fBRAKE} - E(\%)_{ref}|}{\sqrt{U_{fBRAKE}^2 + U_{ref}^2}} \quad (6.8)$$

Si el Error Normalizado obtenido es menor que 1, puede considerarse que ambos métodos son equivalentes.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos realizando este análisis estadístico.

6.3.1 Camión de 2 ejes

Información general:

- **Descripción del vehículo ensayado:**

Camión todo terreno con caja abierta para uso militar

Fabricante o marca del vehículo:

- **Categoría del vehículo**

N2 (3.500 kg < MMA ≤ 12.000 kg)

- **Modelo de vehículo y de neumático.**

Marca: PEGASO

Tipo: 7223 / 96

Variante: 7223A1011

Versión: -----

Denominación comercial: 7217 / 6

Neumáticos: 4 x 13.00 R20" (todoterreno)

- **Número de identificación del vehículo (VIN)**

- **Número de ejes**
2 ejes
- **Configuración de ejes (conjunto de ejes múltiples, bogíes)**
2 ejes independientes
- **Masa máxima autorizada, MMA**
MMA: 14.000 kg
MMTA: 14.000 kg
- **Carga máxima por eje en estático**
MMA: 1º eje: 6.500 kg/2º eje: 7.500 kg
MMTA: 1º eje: 6.500 kg/2º eje: 7.500 kg
- **Sistema de frenado de servicio**
Neumático, actuando sobre el conjunto de las ruedas. Compuesto por 2 circuitos independientes (1 para el eje anterior y otro para el eje posterior)
- **Fuerza total de frenado medida**

Tabla 44: Resultados de validación de camión de 2 ejes

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV							
Peso eje 1	Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha	Peso eje 2	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha	% carga	% Eficacia de frenado
4970	15500	14600	3100	7900	10100	58%	35%
4970	15700	13000	3100	9300	9200	58%	34%
4970	15900	14700	3100	8000	10000	58%	35%
4970	17100	13500	3100	9400	10300	58%	37%
4970	16500	13500	3100	9300	8800	58%	35%
5930	19300	17000	8080	18000	20700	100%	55%
5930	19100	16900	8080	20300	21600	100%	57%
5930	18800	15000	8080	18100	19600	100%	52%
5930	19600	18100	8080	18600	18300	100%	54%
5930	18900	15900	8080	17800	20000	100%	53%

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"				
Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha	% Eficacia de frenado
19739	18593	17518	22396	57%
19821	16412	20689	20466	56%
20286	18755	17727	22159	57%
21590	17045	20948	22954	60%
20991	17175	20633	19523	57%
20759	18285	17420	20033	56%
20533	18168	19379	20620	57%
20230	16141	17355	18793	53%
21089	19475	18286	17991	56%
20336	17108	17149	19268	54%

Fabricante o marca del frenómetro de rodillos:

- **Esquema del frenómetro de rodillos**
Frenómetro universal
- **Fabricante del frenómetro de rodillos**
HISTRON
- **Modelo**
LOA VP
- **Versión del software**
0197004
- **Número de serie**
LOAVP00006303-ML
- **Certificado de calibración**
1723 FR0 0044

Método a evaluar:

- **Breve descripción del fundamento del método**
Modelo “fBRAKE”: Vehículo a motor de 2 ejes y neumáticos todoterreno (Ver Punto 5.2 de esta tesis)

Resultados del ejercicio:

- **Método establecido como referencia**
Método de Bootstrapping de acorde a la UNE 26110
- **Número de ensayos aceptados para el cálculo estadístico de cada parámetro**
5 ensayos en vacío y 5 ensayos a plena carga

Comparación de ambos métodos

	Método de referencia (a plena carga)	Método fBRAKE (en cualquier estado de carga)
	55%	57%
	57%	56%
	52%	57%
	54%	60%
	53%	57%
Eficacia frenada media (E(%))	54,2%	57,4%
Lim_{inf} (E(%))	52,6%	56,4%
Lim_{sup} (E(%))	55,8%	58,8%
U1	1,6%	1,2%
U2	3,06%	3,06%
U	3,10%	3,12%

- **Valor del rendimiento (z score, número E, etc.)**
EN=0,7388 < 1

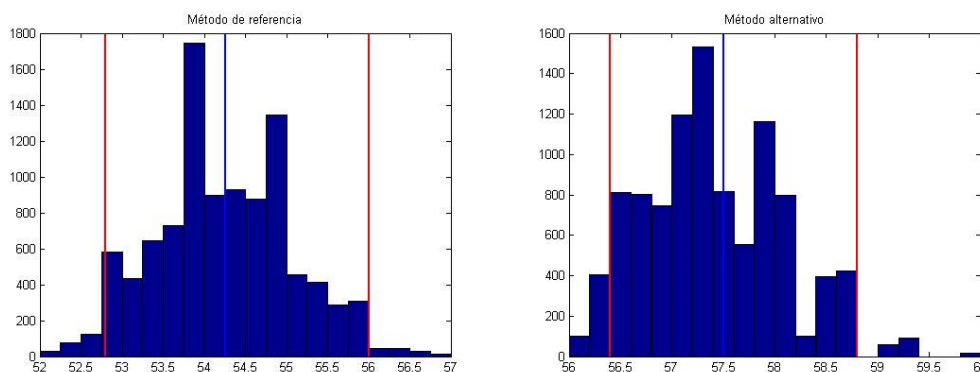


Figura 151: Resultado de validación mediante Bootstrapping en camión de 2 ejes respecto a los ensayos realizados en vacío.

6.3.2 Camión de 3 ejes

Información general:

- **Descripción del vehículo ensayado:**
Camión portacontenedores para uso militar

Fabricante o marca del vehículo:

- **Categoría del vehículo**
N3 (MMA > 12.000 kg)
- **Modelo de vehículo y de neumático.**
Marca: IVECO PEGASO
Tipo: SM 66.40
Variante: 23IJO
Versión: -----
Denominación comercial: M250 40W
Neumáticos: 6 x 14.00 R20" 164G (todoterreno)
- **Número de identificación del vehículo (VIN)**

- **Número de ejes**
3 ejes
- **Configuración de ejes (conjunto de ejes múltiples, bogíes)**
1 eje delantero + 2 ejes traseros (tándem)
- **Masa máxima autorizada, MMA**
MMA: 25.000 kg
MMTA: 26.000 kg
- **Carga máxima por eje en estático**
MMA: 1º eje: 8.500 kg/2º eje: 9.000 kg/3º eje: 9.000 kg
MMTA: 1º eje: 8.500 kg/2º eje: 9.500 kg/3º eje: 9.500 kg
- **Sistema de frenado de servicio**
Tipo hidroneumático sobre todas las ruedas, doble circuito, uno para el eje 1º y otro para los ejes 2º y 3º. Regulación de frenado en función de la carga. Frenos de disco sobre todas las ruedas.
- **Fuerza total de frenado medida**

Tabla 45: Resultados de validación de camión de 3 ejes

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV					
Peso eje 1	Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha	Peso eje 2	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha
6820	13500	14400	3000	9600	8800
6820	14200	14800	3000	10900	10300
6820	15300	15800	3000	9300	8900
6820	12100	12900	3000	9500	9300
6820	11000	11500	3000	10400	10100
7860	16400	16400	8770	17100	15700
7860	21300	20900	8770	17300	16300
7860	17900	18000	8770	17900	16900
7860	18900	18700	8770	18900	17900
7860	17800	17900	8770	19400	18100

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV				
Peso eje 3	Fuerza frenado eje 3, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 3, rueda derecha	% carga	% Eficacia de frenado
3050	9300	9400	51%	21%
3050	10100	10400	51%	29%
3050	9000	9300	51%	28%
3050	9000	9700	51%	26%
3050	8600	9100	51%	25%
9020	15900	16900	103%	40%
9020	16300	17300	103%	45%
9020	17600	18500	103%	44%
9020	18200	19200	103%	46%
9020	18500	19600	103%	45%

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"			
Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha
15379	16405	18629	17077
15984	16659	21041	19883
17704	18283	17984	17211
13557	14454	18340	17954
12091	12640	19442	18881
17023	17023	14239	13073
22224	21806	14840	13982
18579	18682	14876	14045
19612	19405	15747	14914
18437	18541	16038	14963

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"		
Fuerza frenado eje 3, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 3, rueda derecha	% Eficacia de frenado
17835	18027	42%
19737	20323	46%
17289	17865	43%
17349	18699	41%
17188	18187	40%
16131	17146	39%
16502	17514	44%
17849	18762	42%
18460	19474	44%
18774	19891	43%

Fabricante o marca del frenómetro de rodillos:

- **Esquema del frenómetro de rodillos**
Frenómetro universal
- **Fabricante del frenómetro de rodillos**
HISTRON
- **Modelo**
LOA VP
- **Versión del software**
0197004
- **Número de serie**
LOAVP00006303-ML
- **Certificado de calibración**
1723 FR0 0044

Método a evaluar:

- **Breve descripción del fundamento del método**
Modelo "fBRAKE": Vehículo a motor de 3 ejes y neumáticos todoterreno (Ver Punto 5.2 de esta tesis)

Resultados del ejercicio:

- **Método establecido como referencia**
Método de Bootstrapping de acorde a la UNE 26110
- **Número de ensayos aceptados para el cálculo estadístico de cada parámetro**
5 ensayos en vacío y 5 ensayos a plena carga

Comparación de ambos métodos

	Método de referencia (a plena carga)	Método fBRAKE (en cualquier estado de carga)
	40%	42%
	45%	46%
	44%	43%
	46%	41%
	45%	40%
Eficacia frenada media (E(%))	44,0%	42,4%
Lim_{inf} (E(%))	42,6%	41,0%
Lim_{sup} (E(%))	45,6%	44,8%
U1	1,5%	1,9%
U2	2,27%	1,71%
U	1,71%	1,71%

- Valor del rendimiento (z score, número E, etc.)

$$EN=0,4730 < 1$$

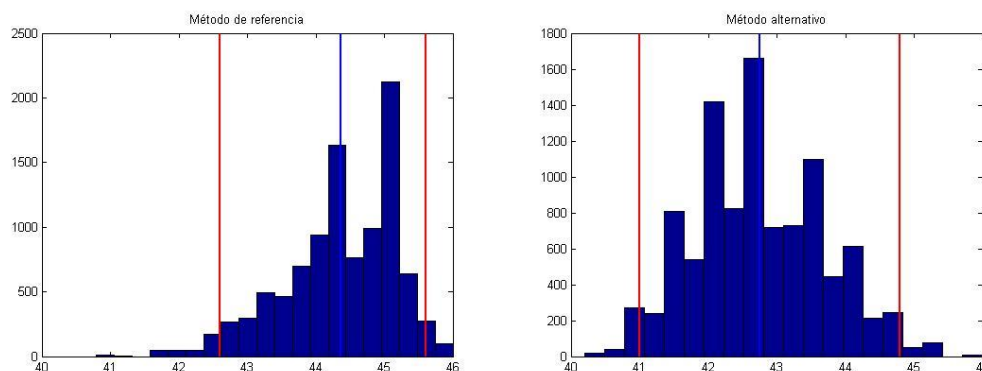


Figura 152: Resultado de validación mediante Bootstrapping en camión de 3 ejes respecto a los ensayos realizados en vacío.

6.3.3 Camión de 4 ejes

Información general:

- Descripción del vehículo ensayado:
Camión portacontenedores para uso militar

Fabricante o marca del vehículo:

- Categoría del vehículo
N3 (MMA > 12.000 kg)
- Modelo de vehículo y de neumático.
Marca: IVECO
Tipo: J4CRSO
Variante: AM2GJPECS
Versión: -----
Denominación comercial: AD410T45
Neumáticos: 1º y 2º eje: 4 x 385/65 R22,5 160/---- G (carretera)
3º y 4º eje: 8 x 315/80 R22,5 156/150 G (carretera)

- **Número de identificación del vehículo (VIN)**

- **Número de ejes**
4 ejes
- **Configuración de ejes (conjunto de ejes múltiples, bogíes)**
2 ejes delanteros (tándem) + 2 ejes traseros (tándem)
- **Masa máxima autorizada, MMA**
MMA: 32.000 kg
MMTA: 41.000 kg
- **Carga máxima por eje en estático**
MMA: 1º eje: 8.500 kg/2º eje: 8.500 kg/3º eje: 9.500 kg/4º eje: 9.500 kg
MMTA: 1º eje: 8.500 kg/2º eje: 8.500 kg/3º eje: 13.000 kg/4º eje: 13.000kg
- **Sistema de frenado de servicio**
Mando a pedal, transmisión neumática sobre todas las ruedas. Doble circuito de freno, uno para los ejes delanteros y otro para el tándem trasero (ejes 3º y 4º). ABS de serie. EBL (corrector electrónico de frenado).
- **Fuerza total de frenado medida**

Tabla 46: Resultados de validación de camión de 4 ejes

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV					
Peso eje 1	Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha	Peso eje 2	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha
3850	14000	13500	4550	14900	14600
3850	14100	13600	4550	15400	14900
3850	14100	13400	4550	15400	14600
3850	14500	14100	4550	15300	14700
3850	14000	13200	4550	15700	15000
5440	18800	17800	6040	19300	18100
5440	18600	17100	6040	18800	18000
5440	18700	17000	6040	20400	19500
5440	18100	17600	6040	19400	18600
5440	18400	17900	6040	20000	18900

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV							
Peso eje 3	Fuerza frenado eje 3, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 3, rueda derecha	Peso eje 4	Fuerza frenado eje 4, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 4, rueda derecha	% carga	% Eficacia de frenado
3020	10200	8800	2880	9300	9000	45%	30%
3020	10600	9300	2880	9500	9300	45%	31%
3020	10800	9800	2880	10000	9300	45%	31%
3020	10400	9300	2880	9500	8600	45%	31%
3020	10600	9200	2880	9300	9100	45%	31%
7930	23900	20700	7890	23400	20900	85%	52%

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV							
Peso eje 3	Fuerza frenado eje 3, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 3, rueda derecha	Peso eje 4	Fuerza frenado eje 4, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 4, rueda derecha	% carga	% Eficacia de frenado
7930	23500	19600	7890	23400	19800	85%	51%
7930	22600	19000	7890	23900	20100	85%	51%
7930	23100	20600	7890	23600	20700	85%	52%
7930	23200	21000	7890	23100	19900	85%	52%

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"			
Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha
23913	23059	23255	22786
24176	23319	23947	23169
24137	22939	23936	22693
24661	23981	23983	23042
24178	22796	24290	23207
24530	23225	23928	22440
24293	22334	23287	22296
24613	22375	25040	23935
23729	23073	23956	22969
24111	23456	24657	23301

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"				
Fuerza frenado eje 3, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 3, rueda derecha	Fuerza frenado eje 4, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 4, rueda derecha	% Eficacia de frenado
19063	16446	17871	17295	52%
19741	17320	18359	17973	54%
20079	18219	19368	18012	54%
19248	17212	18487	16736	53%
19665	17067	18043	17655	53%
21186	18349	20656	18450	55%
20848	17388	20698	17514	54%
20154	16943	21392	17990	55%
20470	18254	20881	18316	55%
20711	18747	20487	17649	55%

Fabricante o marca del frenómetro de rodillos:

- **Esquema del frenómetro de rodillos**
Frenómetro universal
- **Fabricante del frenómetro de rodillos**
HISTRON
- **Modelo**
LOA VP

- **Versión del software**
0197004
- **Número de serie**
LOAVP00006303-ML
- **Certificado de calibración**
1723 FR0 0044

Método a evaluar:

- **Breve descripción del fundamento del método**
Modelo “fBRAKE”: Vehículo a motor de 4 ejes y neumáticos todoterrreno (Ver Punto 5.2 de esta tesis)

Resultados del ejercicio:

- **Método establecido como referencia**
Método de Bootstrapping de acorde a la UNE 26110
- **Número de ensayos aceptados para el cálculo estadístico de cada parámetro**
5 ensayos en vacío y 5 ensayos a plena carga

Comparación de ambos métodos

	Método de referencia (a plena carga)	Método fBRAKE (en cualquier estado de carga)
	52%	52%
	51%	54%
	51%	54%
	52%	53%
	52%	53%
Eficacia frenada media (E(%))	51,6%	53,2%
Lim _{inf} (E(%))	51%	52,8%
Lim _{sup} (E(%))	52%	54%
U1	0,5%	0,6%
U2	1,34%	1,34%
U	1,43%	1,47%

- **Valor del rendimiento (z score, número E, etc.)**
EN=0,9160 < 1

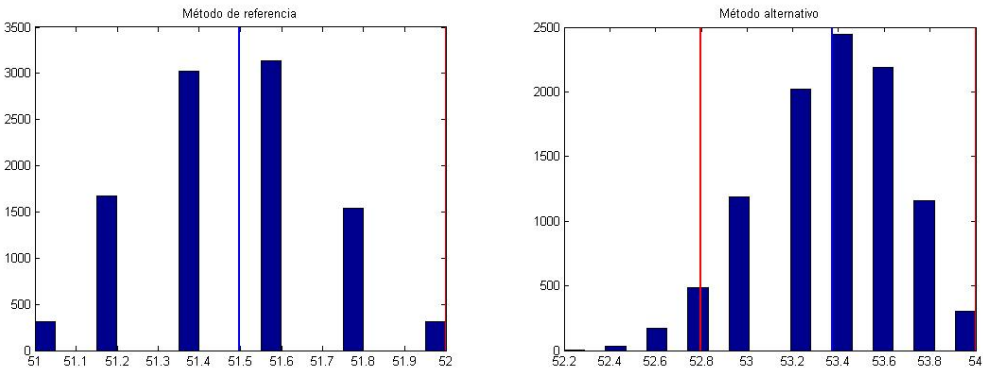


Figura 153: Resultado de validación mediante Bootstrapping en camión de 4 ejes respecto a los ensayos realizados en vacío.

6.3.4 Tractocamión de 2 ejes

Información general:

- **Descripción del vehículo ensayado:**
Tractocamión

Fabricante o marca del vehículo:

- **Categoría del vehículo**
N3 (MMA > 12.000 kg)
- **Modelo de vehículo y de neumático.**
Marca: DAF
Tipo: TE 85
Variante: -----
Versión: -----
Denominación comercial: FT 85.430 CF
Neumáticos: 6 x 315/80 R22,5" (carretera)
Número de identificación del vehículo (VIN)

- **Número de ejes**
2 ejes
- **Configuración de ejes (conjunto de ejes múltiples, bogíes)**
2 ejes independientes
- **Masa máxima autorizada, MMA**
MMA: 18.000 kg
MMTA: 20.500 kg
- **Carga máxima por eje en estático**
MMA: 1º eje: 7.500 kg/2º eje: 11.500 kg
MMTA: 1º eje: 7.500 kg/2º eje: 13.000 kg
- **Sistema de frenado de servicio**
Doble circuito neumático con freno mecánico a tambor con palancas autoajustables, ABS
- **Fuerza total de frenado medida**

Tabla 47: Resultados de validación de tractocamión de 2 ejes

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV							
Peso eje 1	Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha	Peso eje 2	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha	% carga	% Eficacia de frenado
5215	19160	21000	4525	13610	13590	54%	38%
5215	19030	20330	4525	13510	13780	54%	38%
5780	23010	23870	7885	23320	23540	76%	53%
5780	23320	24040	7885	23690	23950	76%	54%
6225	24820	27810	10560	27050	27360	93%	61%
6225	24820	27810	10560	27050	27360	93%	61%
6225	23910	26940	10560	26730	26590	93%	59%
6225	24250	27230	10560	26210	27110	93%	59%
6225	25390	27510	10560	27430	27530	93%	61%

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV							
Peso eje 1	Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha	Peso eje 2	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha	% carga	% Eficacia de frenado
6225	23810	27990	10560	27000	26990	93%	60%

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"				
Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha	% Eficacia de frenado
24150	26470	29586	29543	62%
24087	25733	29317	29903	62%
26042	27016	29782	30063	64%
26362	27176	30147	30478	65%
26106	29251	28050	28371	63%
26106	29251	28050	28371	63%
25193	28385	27738	27593	62%
25535	28673	27199	28132	62%
26699	28929	28434	28537	64%
25064	29464	28006	27995	63%

Fabricante o marca del frenómetro de rodillos:

- **Esquema del frenómetro de rodillos**
Frenómetro universal
- **Fabricante del frenómetro de rodillos**
RYME
- **Modelo**
FRU-LIFT-PCR
- **Versión del software**
N.A.
- **Número de serie**
13/0010
- **Certificado de calibración**
FMU-1511-14

Método a evaluar:

- **Breve descripción del fundamento del método**
Modelo "fBRAKE": Modelo para trato-camión de 2 ejes (Ver Punto 5.5 de esta tesis)

Resultados del ejercicio:

- **Método establecido como referencia**
Método de Bootstrapping de acorde a la UNE 26110
- **Número de ensayos aceptados para el cálculo estadístico de cada parámetro**
5 ensayos en varios estados de carga y 5 ensayos a plena carga

Comparación de ambos métodos

	Método de referencia (a plena carga)	Método fBRAKE (en cualquier estado de carga)
	61%	62%
	59%	62%
	59%	64%
	61%	65%
	60%	63%
Eficacia frenada media (E(%))	60%	63,2%
Lim_{inf} (E(%))	59,0%	62,4%
Lim_{sup} (E(%))	60,0%	64,4%
U1	0,8%	1,0%
U2	2,38%	2,38%
U	2,51%	2,58%

- Valor del rendimiento (z score, número E, etc.)

$$EN=0,9716 < 1$$

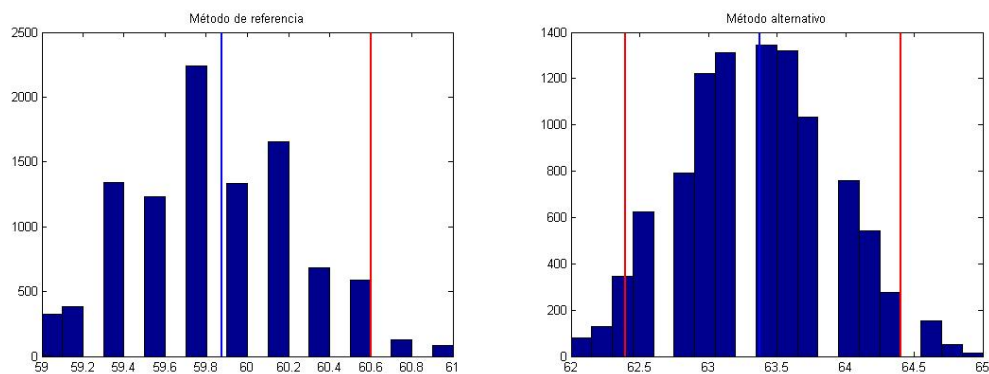


Figura 154: Resultado de validación mediante Bootstrapping en tractocamión de 2 ejes respecto a los ensayos realizados en varios estados de carga.

6.3.5 Semirremolque de 3 ejes

Información general:

- Descripción del vehículo ensayado:

Semirremolque caja abierta

Fabricante o marca del vehículo:

- Categoría del vehículo
O4 (MMA > 10.000 kg)
- Modelo de vehículo y de neumático.

Marca: LECITRAILER

Tipo: 3E20

Variante: 13950D S N 02

Versión: -----

Denominación comercial: 3E20

Neumáticos: 6 X 385/55 R22,5 (carretera)

- **Número de identificación del vehículo (VIN)**

- **Número de ejes**
3 ejes
- **Configuración de ejes (conjunto de ejes múltiples, bogíes)**
3 ejes (trídem)
- **Masa máxima autorizada, MMA**
MMA: 36.000 kg
MMTA: 42.000 kg
- **Carga máxima por eje en estático**
MMA: Kp: 12.000 kg/1º eje: 8.000 kg/2º eje: 8.000 kg/3º eje: 8.000 kg
MMTA: Kp: 15.000 kg/1º eje: 9.000 kg/2º eje: 9.000 kg/3º eje: 9.000 kg
- **Sistema de frenado de servicio**
Neumático (asistencia ABS y EBS),
- **Fuerza total de frenado medida**

Tabla 48: Resultados de validación de semirremolque de 3 ejes

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV					
Pes o eje 1	Fuerza frenado eje 1, rueda iz- quierda	Fuerza frenado eje 1, rueda de- recha	Pes o eje 2	Fuerza frenado eje 2, rueda iz- quierda	Fuerza frenado eje 2, rueda de- recha
4130	9960	8860	4040	9420	4130
4130	9450	8640	4040	10090	4130
4130	9540	8440	4040	9830	4130
4130 (*)	9450 (*)	8640 (*)	4040 (*)	10090 (*)	4130 (*)
4130 (*)	9540 (*)	8440 (*)	4040 (*)	9830 (*)	4130 (*)
7380	17260	16400	7360	17330	16550
7380	16950	16300	7360	17700	16920
7380	17300	16440	7360	17860	17740
7380	16440	15770	7360	17350	17240
7380 (*)	16440 (*)	15770 (*)	7360 (*)	17350 (*)	17240 (*)

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV				
Peso eje 3	Fuerza frenado eje 3, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 3, rueda derecha	% carga	% Eficacia de frenado
3840	9100	8730	50%	24%
3840	9700	9780	50%	24%
3840	9830	10000	50%	21%
3840 (*)	9830 (*)	10000 (*)	50% (*)	21% (*)
3840 (*)	9830 (*)	10000 (*)	50% (*)	21% (*)
7330	15560	14820	92%	42%
7330	16350	15940	92%	43%
7330	17520	17400	92%	44%
7330	16920	16930	92%	43%
7330 (*)	16920 (*)	16930 (*)	92% (*)	43% (*)

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"			
Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha
19186	17067	18623	17476
18458	16876	19211	17954
18698	16542	18920	17842
18698 (*)	16542 (*)	18920 (*)	17842 (*)
18698 (*)	16542 (*)	18920 (*)	17842 (*)
19514	18542	19651	18767
19168	18433	19996	19115
19489	18521	20071	19936
18656	17896	19598	19474
18656 (*)	17896 (*)	19598 (*)	19474 (*)

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"		
Fuerza frenado eje 3, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 3, rueda derecha	% Eficacia de frenado
18664	17905	46%
18930	19086	47%
19027	19356	47%
19027 (*)	19356 (*)	47% (*)
19027 (*)	19356 (*)	47% (*)
17993	17137	47%
18731	18261	48%
19835	19699	50%
19265	19277	48%
19265 (*)	19277 (*)	48% (*)

(*) Debido a que el número de muestras tomadas era inferior a 5, se han tomado ensayos anteriores para realizar la validación.

Fabricante o marca del frenómetro de rodillos:

- **Esquema del frenómetro de rodillos**
Frenómetro de rodillos universal para vehículos pesados.
- **Fabricante del frenómetro de rodillos**
MAHA
- **Modelo**
MBT 7250 EUROSISTEM
- **Versión del software**
EUROSISTEM V 7.50.048
- **Número de serie**
420453-005
- **Certificado de calibración**
ATZ.920002/02

Método a evaluar:

- **Breve descripción del fundamento del método**
Modelo “fBRAKE”: Vehículo a motor de 4 ejes y neumáticos todoterreno (Ver Punto 5.3 de esta tesis)

Resultados del ejercicio:

- **Método establecido como referencia**
Método de Bootstrapping de acorde a la UNE 26110
- **Número de ensayos aceptados para el cálculo estadístico de cada parámetro**
5 ensayos en vacío y 5 ensayos a plena carga
(*) Del vehículo en cuestión solamente se disponían de 3 ensayos en vacío y 4 ensayos en carga, por lo que para la validación aquí realizada se han duplicado ensayos en vacío y en carga para completar los 5 ensayos

Comparación de ambos métodos

	Método de referencia (a plena carga)	Método fBRAKE (en cualquier estado de carga)
	42%	46%
	43%	47%
	44%	47%
	43%	47%
	43%	47%
Eficacia frenada media (E(%))	43%	46,7%
Lim_{inf} (E(%))	42,6%	46,6%
Lim_{sup} (E(%))	43,6%	47%
U1	0,5%	0,2%
U2	1,19%	1,19%
U	1,29%	1,55%

- **Valor del rendimiento (z score, número E, etc.)**
EN=1,85 > 1

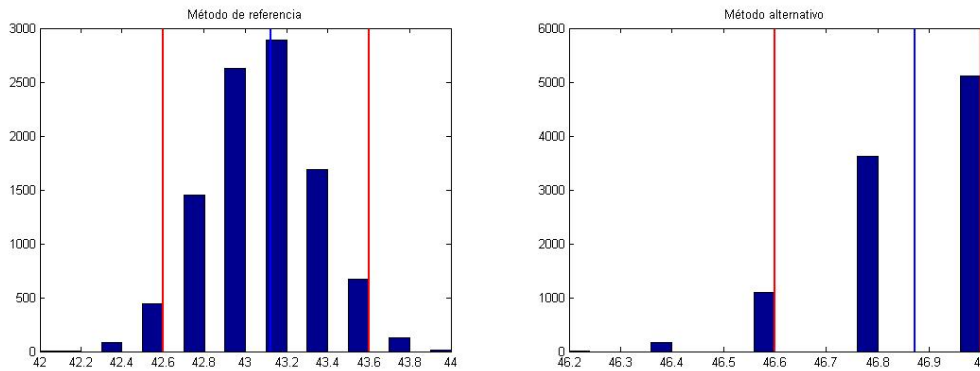


Figura 155: Resultado de validación mediante Bootstrapping en semirremolque de 3 ejes respecto a los ensayos realizados en vacío.

El resultado de EN obtenido para este vehículo ha sido superior a 1, lo cual era previsible antes de la validación. Esto se debe a que los semirremolques son vehículos cuya homologación siempre está al límite de lo exigido y por construcción es imposible llegar a la carga máxima de los ejes del tridem sin sobrepasar la MMA del vehículo. En nuestro caso, el vehículo está cargado al 92% de su MMA con respecto a los 3 ejes traseros, pero no hay forma de saber el peso global ya que es imposible determinar el peso que va a la quinta rueda del vehículo. A la hora de cargar el vehículo, el procedimiento consiste en restar a la MMA (36.000 kg), la tara del mismo (7.500 kg) y cargarlo con una carga distribuida. Operando de este modo, se agota la MMA global pero los ejes quedan cargados al 92%. Este 8% de diferencia de carga (1.920 kg) hacen que las fuerzas de frenado, y por ende, la eficacia de frenado sea menor a la máxima desarrollable.

Como consecuencia, el valor obtenido para el método de referencia, no cumple con los requisitos del ensayo según marca la norma UNE 26110. [4]

Esta misma norma, en su apartado 4.2. establece lo siguiente:

"En general, el método más fiable de medición de las máximas fuerzas de frenado es con el vehículo completamente cargado en un frenómetro de rodillos, por lo que el vehículo seleccionado ensayado en estas condiciones será considerado como ensayo de referencia y los resultados del mensurando así obtenidos como valor verdadero. Para determinadas categorías de vehículos, en concreto semirremolques O3 y O4, podrá considerarse como ensayo de referencia el vehículo ensayado descargado en un frenómetro de rodillos con el método de extrapolación en un punto." [4]

Por tanto, se calcula el valor de eficacia de frenado de referencia por extrapolación lineal al 100%, utilizando fuerzas de frenado mostradas anteriormente, obteniéndose un valor igual a 46,4%.

Si se calcula el error normalizado con este valor, el resultado es:

$$EN = \frac{|\overline{E(\%)}_{JBRAKE} - \overline{E(\%)}_{ref}|}{\sqrt{U_{JBRAKE}^2 + U_{ref}^2}} = \frac{|46,8 - 46,7|}{\sqrt{1,29^2 + 1,55^2}} = 0,05 < 1 \quad (6.9)$$

Por lo que se concluye que la comparación es satisfactoria también para este tipo de vehículo.

6.3.6 Remolque de 2 ejes independientes

Información general:

- **Descripción del vehículo ensayado:**
Remolque de ejes independientes portacontenedores

Fabricante o marca del vehículo:

- **Categoría del vehículo**
O4 (MMA > 10.000 kg)
- **Modelo de vehículo y de neumático.**
Marca: MONTENEGRO
Tipo: 002214
Variante: M206.120.OC
Versión: -----
Denominación comercial: RCHT-2G-6.05
Neumáticos: 8 x 11 R22,5" (carretera)
- **Número de identificación del vehículo (VIN)**

- **Número de ejes**
2 ejes
- **Configuración de ejes (conjunto de ejes múltiples, bogíes)**
2 ejes independientes
- **Masa máxima autorizada, MMA**
MMA: 18.000 kg
MMTA: 20.000 kg
- **Carga máxima por eje en estático**
MMA: 1º eje: 10.000 kg/2º eje: 10.000 kg
MMTA: 1º eje: 10.000 kg/2º eje: 10.000 kg
- **Sistema de frenado de servicio**
Freno neumático de doble circuito con ABS y EBS
- **Fuerza total de frenado medida**

Tabla 49: Resultados de validación de remolque de 2 ejes independientes

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV							
Peso eje 1	Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha	Peso eje 2	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha	% carga	% Eficacia de frenado
2100	6300	8700	2140	6700	5200	24%	15%
2100	6400	8500	2140	7000	6500	24%	16%
2100	6300	8600	2140	6400	5400	24%	15%
2100	6400	8200	2140	6000	5200	24%	15%
2100	6400	8300	2140	6700	5400	24%	15%
8500	20700	24000	8630	16700	14700	95%	43%
8500	20300	24700	8630	17800	16300	95%	45%
8500	20300	24500	8630	18200	16800	95%	45%
8500	20200	23900	8630	18800	15700	95%	45%
8500	21400	23900	8630	19800	17200	95%	47%

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"				
Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha	% Eficacia de frenado
17490	24153	21624	16783	45%
17844	23699	20745	19263	46%
17565	23977	20777	17531	45%
18079	23164	20200	17507	45%
17999	23343	21378	17230	45%
21271	24662	17299	15227	44%
20856	25377	18388	16838	46%
20859	25174	18786	17341	47%
20765	24568	19414	16213	46%
21983	24551	20403	17724	48%

Fabricante o marca del frenómetro de rodillos:

- **Esquema del frenómetro de rodillos**
Frenómetro universal
- **Fabricante del frenómetro de rodillos**
HISTRON
- **Modelo**
LOA VP
- **Versión del software**
0197004
- **Número de serie**
LOAVP00006303-ML
- **Certificado de calibración**
1723 FR0 0044

Método a evaluar:

- **Breve descripción del fundamento del método**
Modelo “fBRAKE”: Remolque de 1+1 ejes independientes y neumáticos todoterreno (Ver Punto 5.4 de esta tesis)

Resultados del ejercicio:

- **Método establecido como referencia**
Método de Bootstrapping de acorde a la UNE 26110
- **Número de ensayos aceptados para el cálculo estadístico de cada parámetro**
5 ensayos en vacío y 5 ensayos a plena carga

Comparación de ambos métodos

	Método de referencia (a plena carga)	Método fBRAKE (en cualquier estado de carga)
	43%	45%
	45%	46%
	45%	45%
	45%	45%
	47%	45%
Eficacia frenada media (E(%))	45%	45,2%
Lim _{inf} (E(%))	44,2%	45%
Lim _{sup} (E(%))	45,8%	45,6%
U1	0,8%	0,3%
U2	2,38%	2,38%
U	2,51%	2,39%

- **Valor del rendimiento (z score, número E, etc.)**
EN=0,0704 < 1

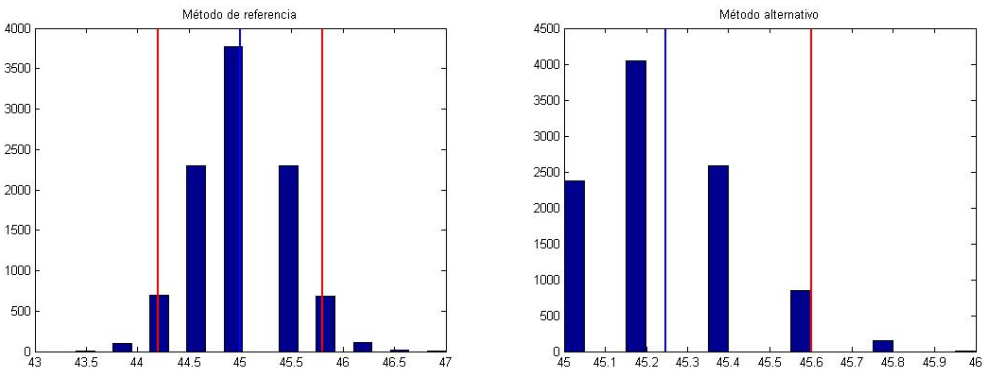


Figura 156: Resultado de validación mediante Bootstrapping en remolque de 2 ejes independientes respecto a los ensayos realizados en vacío.

6.5. Conclusiones

En las secciones anteriores se comprueba como aplicando el método “fBRAKE” con sus distintos modelos de simulación desarrollados para diferentes familias de vehículos, se obtienen resultados que cumplen los requisitos de

validación marcados por la norma UNE 26110. Debido a esto se puede afirmar que el método “fBRAKE” esta aceptado como método equivalente a la norma ISO 21069 [2] para su uso en estaciones ITV en España.

Finalmente, en el Anexo 2 se muestra un informe de intercomparación realizado por un agente externo a esta tesis sobre estos mismos vehículos. [67]

Capítulo 7: Conclusiones y futuras líneas de trabajo

7.1. Resumen y conclusiones.

En la presente tesis doctoral se ha desarrollado e implementado cuatro familias de modelos (un total de 21 modelos) para la extrapolación de las fuerzas de frenado que un vehículo realiza en ITV en cualquier estado de carga, con el objetivo de obtener las fuerzas de frenado que el vehículo desarrollaría a plena carga. Con estas fuerzas de frenado se puede calcular la eficacia de frenado para comprobar si alcanza el valor de rechazo. Estos modelos se han implementado en un software comercial denominado “*fBRAKE*”.

La eficacia de frenado del vehículo a plena carga, calculada mediante extrapolación con el método “*fBRAKE*”, es próxima (o igual) a la que el vehículo desarrolla cuando se ensaya a plena carga. En el desarrollo de esta tesis doctoral se ha tomado la eficacia de frenado obtenida a plena carga como valores patrón para el ajuste de los modelos.

El método “*fBRAKE*” ha sido implementado en estaciones ITV de la Comunidad Autónoma de Extremadura, Galicia, Valencia, Navarra y en las estaciones ITV de las Fuerzas Armadas (Ministerio de Defensa). Gracias al trabajo interdepartamental entre el departamento de Ingeniería Mecánica (desarrollando el modelo de cálculo) y el departamento de Ingeniería Informática (transcribiendo los modelos matemáticos para desarrollar un software comercial), ambos de la Universidad Carlos III de Madrid, el software “*fBRAKE*” se instala en una Tablet o en un ordenador presente en la estación ITV para su uso por parte de los operarios de la ITV. Introduciendo datos técnicos del vehículo, los resultados de pesaje y fuerza de frenado medidos se obtiene mediante la extrapolación explicada en esta tesis la eficacia de frenado que el vehículo es capaz de desarrollar.

La versión comercial de “*fBRAKE*”, incluye actualizaciones de software y asistencia técnica online. Además, “*fBRAKE*” es integrable con los sistemas informáticos presentes en las ITV actualmente, logrando así automatizar el proceso de introducción de datos y volcado de resultado.

Conclusiones relativas a los modelos

A modo de resumen se presentan a continuación las ventajas y limitaciones de los modelos propuestos en la presente tesis doctoral.

Ventajas:

- Mediante el método “*fBRAKE*” no es necesario que el vehículo se ensaye a plena carga ni realizar la extrapolación de presiones de acuerdo a la norma ISO 21069 [2].
- Al no aplicar el método de extrapolación según la norma ISO 21069 [2], no es necesaria la adquisición, mantenimiento o calibración de frenómetros de rodillos capaz de realizar la extrapolación de presiones o de manómetros.
- Se obtienen resultados de eficacia de frenado próximos a los que se obtienen cuando se ensaya el vehículo a su MMA. Con esto se consigue rechazar vehículos defectuosos y evitar falsos rechazos.
- Es aplicable a vehículos que no pueden acudir a inspección ITV en carga (camiones basureros, vehículos de mercancías peligrosas, camiones ganaderos, autobuses, etc.) y a aquellos que equipan sistema de frenado hidro-neumático.
- No se modifica el procedimiento de inspección que las estaciones ITV venían realizando hasta la entrada en vigor del método de extrapolación de presiones según el Plan Director (Ver sección 3.1.10).
- Todo lo anterior genera ahorro de costes y disminución en el tiempo de inspección en ITV.

Limitaciones:

- Los modelos se deben apoyar en la inspección visual del resto de componentes del sistema de frenado para detectar algún defecto o modificación del sistema de frenado. Esta inspección visual es obligatoria según el Manual de Procedimiento de Inspección en Estaciones ITV [5].
- Aunque tanto el modelo de extrapolación de presiones propuesto por la norma ISO 21069 [2], como el método “*fBRAKE*” calculan las fuerzas de frenado que el vehículo puede desarrollar a plena carga, podría darse el caso de que el vehículo cargado a su máxima carga útil no pudiera alcanzar estos valores de fuerza de frenado por defectos en el sistema de frenado, aunque sí llegue al valor mínimo para hacer la extrapolación de presiones conforme a la norma ISO. Estos defectos no serían detectables ni por el método propuesto por la norma ISO 21069 [2] ni por “*fBRAKE*”. Por lo tanto, el método más fiable de medir la eficacia de frenado sería la inspección a plena carga.
- En ocasiones la inspección a plena carga no puede ser realizable por la naturaleza de la carga, por restricciones de los seguros, de tiempos de transporte o retenciones de los conductores/titulares de los vehículos. Aplicando el método “*fBRAKE*” se puede inspeccionar cualquier vehículo independientemente de su estado de carga durante la inspección ITV, de su tipo de carrocería y de su sistema de frenado.

Por último, es importante destacar que los modelos propuestos en esta tesis doctoral presentan una buena correlación con los resultados numéricos de eficacia de frenado que se obtienen en ensayos reales de vehículos y han sido

validados mediante el método estadístico de Bootstrapping indicado en la norma UNE 26110 [4].

7.2. Futuras líneas de trabajo

Algunas de las futuras líneas de investigación que se pueden abordar, como continuación de la presente tesis doctoral, son las siguientes:

7.2.1 Relativas a la mejora del ajuste de los modelos

Conforme la utilización de los modelos de “*fBRAKE*” aumente y se recopile un mayor número de datos se podrá realizar un ajuste más preciso de los modelos. Al realizar más inspecciones y de ensayos a vehículos en diferentes estados de carga se podría valorar la necesidad de modificar determinados parámetros de ajuste en cada modelo o incluso, la posibilidad de desarrollar un modelo ad-hoc para familias de vehículos que tengan características particulares que no se puedan englobar en otras familias.

7.2.2 Relativas a la validación de los modelos conforme a la norma UNE 26110

En esta tesis se ha mostrado la validación conforme a la norma UNE 26110 [4] de 6 vehículos de ejemplo. Como planes de desarrollo futuro se propone realizar ensayos de al menos un vehículo de cada uno de los 21 modelos, para llevar a cabo la validación de cada modelo propuesto conforme a la norma UNE 26110 [4].

7.2.3 Relativas al desarrollo de modelos para vehículos ligeros ($MMA \leq 3500\text{kg}$)

El objetivo de la obligatoriedad de la inspección de los vehículos conforme a la norma ISO 21069 [2] impuesta por la Directiva 2010/48/UE [1] es el comprobar que el sistema de frenado era capaz de desarrollar la eficacia de frenado requerida en la situación más desfavorable, es decir, a plena carga. Los vehículos en los que esta situación es más notoria son los vehículos pesados, al tener una mayor diferencia entre el peso en vacío y el peso a plena carga.

No obstante, aunque en estos vehículos la capacidad de carga puede ser de más de 20 toneladas, el porcentaje de vehículos presentes en el parque español con respecto al total es reducido. Además, en el caso de los turismos, podría llegar a ser laborioso la carga del vehículo en ITV. Por estas razones, la inspección de los vehículos ligeros ($MMA \leq 3500\text{ kg}$) obteniendo la eficacia de frenado respecto a la MMA es importante.

Como futura línea de trabajo se propone el desarrollo de modelo o modelos de cálculos que aporten resultados similares a los mostrados en esta tesis, es decir, la obtención de las fuerzas de frenado que el vehículo puede desarrollar a partir de las fuerzas de frenado obtenidas en cualquier estado de carga.

7.2.4 Relativas al desarrollo de modelos para motocicletas y ciclomotores

Análogamente al desarrollo de modelos para vehículos ligeros ($MMA \leq 3500$ kg) en el caso de motocicletas y ciclomotores es importante el comprobar el correcto funcionamiento del sistema de frenos cuando estos vehículos circulen a plena carga.

Como futura línea de trabajo se propone el desarrollo de modelo o modelos de cálculos que aporten resultados similares a los mostrados en esta tesis para las motocicletas y los ciclomotores.

7.2.5 Relativas al desarrollo de modelos para freno de estacionamiento

En el caso del freno de estacionamiento la problemática es similar a la que se tiene en el sistema de frenado de servicio. Se debe comprobar que el sistema de frenado será capaz de mantener detenido el vehículo cuando esté se encuentre estacionado a plena carga.

De acuerdo al Reglamento 13 [29] *“el sistema de frenado de estacionamiento debe mantener el vehículo detenido en una cuesta arriba o cuesta abajo del 18%. Además, a los vehículos tractores que puedan llevar acoplado un remolque se les exige que el conjunto quede detenido en una cuesta arriba o cuesta abajo del 12%”*.

Por otro lado, la Directiva 2014/45/UE [12] y el Manual de Procedimiento de Inspección de Estaciones ITV [5] exige que *“los vehículos que no puedan remolcar otro vehículo alcancen, al menos, una eficacia de frenado del sistema de estacionamiento del 16% con respecto a la MMA. En el caso de los vehículos a motor con capacidad de remolcado se debe alcanzar al menos una eficacia del 12% con respecto a la masa máxima autorizada de combinación”*.

Como futura línea de trabajo se propone el desarrollo de modelo o modelos de cálculos que aporten las fuerzas de frenado que el sistema de frenado de estacionamiento alcanzaría cuando el vehículo se inspeccione a plena carga a partir de datos obtenidos en cualquier estado de carga, para asegurar que, cuando el vehículo se estacione cargado a plena carga en una pendiente o rampa, el sistema de frenado será capaz de mantenerlo detenido.

Anexo 1: Resultados de calibración

A.1.1. Resultados de calibración de los equipos utilizados para el ensayo en la estación ITV de Colmenar Viejo

Frenómetro

TIPO DE INSTRUMENTO: **FRENOMETRO UNIVERSAL**
 FABRICANTE: **FABRICADOS HISTRON, S.L.** Nº SERIE: **LOAVP00006303-ML**
 MARCA: **HISTRON** COD. INTERNO: **0197004**
 MODELO: **LOA VP** LUGAR DE CALIBRACIÓN: **IGUAL DIRECCIÓN**

CAMPO DE MEDIDA (N) RESOLUCIÓN (N) DIAMETRO RODILLO IZDO/DCHO (m)
6000 / 40000 **10** **0,265 / 0,265**

RODILLO DERECHO

Ind. patrón (N)	Ind. instrum. (N)	Corrección (N)	Incertid. expandida (N)	k	vef
260	250	10	15	2,05	49
1020	1000	20	22	2,00	> 50
2050	2020	30	33	2,00	> 50
3070	3030	40	46	2,00	> 50
4090	4040	50	60	2,00	> 50
5120	5050	70	74	2,00	> 50
15330	15230	100	368	2,00	> 50
20430	20330	100	289	2,00	> 50
25530	25430	100	460	2,00	> 50
31630	31440	190	569	2,00	> 50

RODILLO IZQUIERDO

Ind. patrón (N)	Ind. instrum. (N)	Corrección (N)	Incertid. expandida (N)	k	vef
260	250	10	16	2,07	36
1020	1000	20	22	2,00	> 50
2050	2000	50	33	2,00	> 50
3070	3030	40	46	2,00	> 50
4090	4040	50	59	2,00	> 50
5110	5040	70	74	2,00	> 50
15330	15210	120	368	2,00	> 50
20430	20320	110	288	2,00	> 50
25530	25410	120	460	2,00	> 50
31630	31450	180	569	2,00	> 50

Báscula

OBJETO
Item

BÁSCULA PESA EJES

MARCA
Mark

CULMEN

MODELO
Model

3026

IDENTIFICACIÓN
Identification

140
M-1109


ENSAYO DE ERROR DE INDICACIÓN

CARGA	Indicación	Error	Grados libertad efectivos	Factor de cobertura k	Incertidumbre expandida
0 kg	0 kg	0 kg	> 50	2	8 kg
50 kg	50 kg	0 kg	> 50	2	8 kg
100 kg	100 kg	0 kg	> 50	2	8 kg
500 kg	500 kg	0 kg	> 50	2	8 kg
1000 kg	1000 kg	0 kg	> 50	2	8 kg
5000 kg	5000 kg	0 kg	> 50	2	8 kg
10000 kg	10000 kg	0 kg	> 50	2	8 kg
15000 kg	15000 kg	0 kg	> 50	2	9 kg
20000 kg	20000 kg	0 kg	> 50	2	9 kg

ENSAYO DE REPETIBILIDAD

	Indicaciones kg				Número de repeticiones	Desviación típica máxima
CARGA 1	10000	10000	10000	10000	4	0 kg
CARGA 2	20000	20000	20000	20000		

ENSAYO DE EXCENTRICIDAD

Indicaciones kg				
1	2	3	4	5
8000	6000	6000	6000	8000
Valor de descentramiento				
0 kg				
Esquema				
				
✓				

A.1.2. Resultados de calibración de los equipos utilizados para el ensayo en la estación ITV de Trujillo

Frenómetro

1. IDENTIFICACIÓN DEL EQUIPO

Frenómetro universal marca: RYME
 Modelo : FRU-LIFT-PCR
 Identificación : 13/0010

Molo ligeros

Rodillo izquierdo

Valor del patrón (N)	278	2077	3263
Valor medio medido (N)	280	2080	3270
Corrección (N)	-2	-3	-7
Grados efectivos de libertad (vef)	>50	>50	>50
Factor de cobertura k	2	2	2
Incertidumbre (N)	12	28	49

Rodillo derecho

Valor del patrón (N)	278	2077	3264
Valor medio medido (N)	280	2080	3270
Corrección (N)	-2	-3	-6
Grados efectivos de libertad (vef)	>50	>50	>50
Factor de cobertura k	2	2	2
Incertidumbre (N)	12	28	49

Modo pesados

Rodillo izquierdo

Valor del patrón (N)	4343	8699	16507	31481
Valor medio medido (N)	4280	8690	16800	31290
Corrección (N)	63	9	-293	191
Grados efectivos de libertad (vef)	>50	>50	>50	>50
Factor de cobertura k	2	2	2	2
Incertidumbre (N)	67	123	228	369

Rodillo derecho

Valor del patrón (N)	4343	8700	16509	31484
Valor medio medido (N)	4380	8750	16780	31294
Corrección (N)	-37	-50	-271	190
Grados efectivos de libertad (vef)	>50	>50	>50	>50
Factor de cobertura k	2	2	2	2
Incertidumbre (N)	68	125	232	374

Báscula

OBJETO
Item **BÁSCULA PESA-EJES**

MARCA
Mark **PIBERNAT (DI)**

MODELO
Model **N/C**

IDENTIFICACIÓN
Identification **6006576 (DI)**

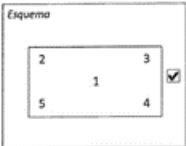
ENSAYO DE ERROR DE INDICACIÓN

CARGA	Indicación	Error	Grados libertad efectivos	Factor de cobertura k	Incertidumbre expandida
0 kg	0 kg	0 kg	> 50	2	4,1 kg
50 kg	50 kg	0 kg	> 50	2	4,1 kg
100 kg	100 kg	0 kg	> 50	2	4,1 kg
1000 kg	1000 kg	0 kg	> 50	2	4,1 kg
2500 kg	2500 kg	0 kg	> 50	2	4,4 kg
5000 kg	5000 kg	0 kg	> 50	2	5,1 kg
7500 kg	7500 kg	0 kg	> 50	2	6,1 kg
10000 kg	10000 kg	0 kg	> 50	2	7,4 kg
15000 kg	15005 kg	5 kg	> 50	2	10,1 kg

ENSAYO DE REPETIBILIDAD

CARGA	Indicaciones kg				Número de repeticiones	Desviación típica máxima
	1	2	3	4		
CARGA 1	7500	7500	7500	7500	4	0 kg
CARGA 2	15005	15005	15005	15005		

ENSAYO DE EXCENTRICIDAD

Indicaciones kg				
1	2	3	4	5
5000	5000	5005	5005	5000
Valor de descentramiento				
5 kg				
Esquema				
				

Anexo 2: Intercomparación externa. [67]

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 1 de 60
---	--	---

INTERCOMPARACION PARA LA VALIDACIÓN DE UN MÉTODO ALTERNATIVO PARA LA OBTENCIÓN DE LA EFICACIA DE FRENADO DE UN VEHÍCULO

PUEYO
VIGATA
MARIA TERESA
- 43705831N

Firmado digitalmente por PUEYO
VIGATA MARIA TERESA -
43705831N
Nombre de reconocimiento (DN):
c=ES, serialNumber=43705831N,
sn=PUEYO VIGATA,
givenName=MARIA TERESA,
cn=PUEYO VIGATA MARIA TERESA
- 43705831N
Fecha: 2019.01.28 18:05:28 +01'00'

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 2 de 60
---	--	---

INDICE

1. OBJETO DEL EJERCICIO
 2. ANTECEDENTES
 3. PARTICIPANTES EN LA INTERCOMPARACION
 4. PLANIFICACIÓN DE LA INTERCOMPARACIÓN
 - 4.1. DEFINICIÓN DE FAMILIAS
 - 4.2. VEHÍCULOS ENSAYADOS, LUGAR Y FECHAS DE ENSAYO
 5. METODOLOGÍA EN ENSAYO
 - 5.1. EQUIPOS DE MEDIDA
 - 5.2. PROCESO SEGUIDO PARA LA REALIZACIÓN DE LOS ENSAYOS
 6. TRATAMIENTO ESTADÍSTICO DE LOS RESULTADOS
 - 6.1. RESULTADOS DE LOS ENSAYOS
 - 6.2. EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO
 7. RESULTADOS DE LA INTERCOMPARACIÓN
 8. CONCLUSIONES
 9. DOCUMENTACIÓN DE REFERENCIA
- ANEXO 1: Fichas técnicas de los vehículos ensayados
- ANEXO 2: Certificados de calibración de los frenómetros utilizados
- ANEXO 3: Certificados de calibración de las básculas utilizadas
- ANEXO 4: Currículum Vitae del coordinador

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 3 de 60
--	--	---

1 OBJETO DEL EJERCICIO

Este documento describe los resultados del ensayo de intercomparación realizado para evaluar si el método de ensayo para la determinación de la eficacia de frenado de un vehículo, con denominación comercial fBrake®, se puede considerar equivalente al método de medición establecido como referencia para la medición de la eficacia de frenado en plena carga. La evaluación ha sido realizada siguiendo las directrices de la norma UNE 26110 de Marzo 2018, sobre "Vehículos de carretera. Criterios para la evaluación de la equivalencia de métodos de eficacia de frenado con respecto a los definidos en la norma ISO 21069".

2 ANTECEDENTES

Los vehículos automóviles precisan de un mantenimiento periódico para asegurar su correcto funcionamiento durante toda su vida útil, ya que de éste depende la seguridad de la circulación en su conjunto.

Para verificar que los vehículos automóviles siguen cumpliendo con las características de funcionamiento determinadas en el momento de su homologación, se regulan desde la administración procedimientos para la Inspección Técnica de Vehículos.

En relación con la eficacia de frenado, la Directiva 2010/48/UE modifica el anexo II de la directiva 2009/40/CE de 6 de mayo de 2009 estableciendo que se deben inspeccionar los vehículos o remolques de masa máxima autorizada (MMA) superior a 3500 kg de acuerdo a las normas dadas por la Norma ISO 21069 o método equivalente. Con ello se obliga a referenciar la eficacia de frenado a la MMA del vehículo recogida en su documentación técnica, según ecuación siguiente:

$$Ef(\%) = \frac{\sum F}{MMA \cdot g} 100 \quad (1)$$

Siendo:

$\sum F$ - la suma de todas las fuerzas de frenado medidas por el vehículo (en N),

MMA - la masa máxima autorizada del vehículo (en kg)

g - la aceleración de la gravedad, igual a 9,8 m/s²

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 4 de 60
---	--	---

La modificación introducida por la Directiva obliga a determinar la eficacia de frenado con el vehículo a plena carga o bien con un estado de carga que le permita superar la eficacia de frenado mínima establecida. Pero permite el uso de métodos de ensayo alternativos, siempre y cuando se demuestre que son compatibles con el ensayo a plena carga. Algunos métodos alternativos ya validados son los indicados en la Norma ISO 21069.

En este contexto, se publica la Norma UNE 26110:2018 cuyo objetivo es establecer los criterios para evaluar si un método de medición de la eficacia de frenado de un vehículo, diferente a los contemplados en la Norma ISO 21069, se puede considerar o no equivalente en cuanto a los resultados obtenidos respecto el método de referencia (por ejemplo, con el vehículo a plena carga). Esta Norma ISO 26110 se fundamenta en la realización de una ejercicio de intercomparación en el que se comparen los dos métodos (alternativo y referencia) con el fin de dar validez al método alternativo.

3 PARTICIPANTES DE LA INTERCOMPARACIÓN

Las organizaciones que han participado en la intercomparación son:

1. Coordinador de la intercomparación.

Contacto: Maite Pueyo

Funciones:

- Planificación de la intercomparación
- Recopilación de resultados
- Análisis estadístico de los resultados
- Elaboración del informe resultados

2. Instituto de Seguridad de los Vehículos Automóviles “Duque de Santomauro” (ISVA-UC3M)

Contacto: José Luis San Román

Funciones:

- Desarrollo del método alternativo fBrake®
- Recopilación de las mediciones necesarias para la validación

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 5 de 60
--	--	---

3. Entidades colaboradoras que han suministrado los vehículos y cedido las instalaciones para la realización de los ensayos
 - Estación ITV Trujillo, de la Junta de Extremadura.
 - Estación ITV de la agrupación de apoyo logístico nº11. Base logística San Pedro. Colmenar Viejo

4 PLANIFICACIÓN DE LA INTERCOMPARACIÓN

4.1. Definición de familias

Se ha definido que el ensayo fBrake® puede realizarse sobre los siguientes modelos:

Modelos "fBRAKE"	
1	Modelo para vehículo a motor de 2 ejes:
1.0	Vehículo a motor de 2 ejes y neumáticos de carretera
1.1	Vehículo a motor de 2 ejes y neumáticos todoterreno
2	Modelo para vehículo a motor de 1+2 ejes:
2.0	Vehículo a motor de 1+2 ejes y neumáticos de carretera
2.1	Vehículo a motor de 1+2 ejes y neumáticos todoterreno
3	Modelo para vehículo a motor de 2+2 ejes:
3.0	Vehículo a motor de 2+2 ejes y neumáticos de carretera
3.1	Vehículo a motor de 2+2 ejes y neumáticos todoterreno
4	Modelo para vehículo a motor de 1+3 ejes
5	Modelo para trato-camión de 2 ejes
6	Modelo para trato-camión de 1+2 ejes
7	Modelo para trato-camión de 2+2 ejes
8	Modelo para trato-camión de 1+3 ejes
9	Modelo para semirremolque de 1 eje
10	Modelo para semirremolque de 2 ejes
11	Modelo para semirremolque de 3 ejes
12	Modelo para remolque de 1 eje central:
12.0	Remolque de 1 eje central y neumáticos de carretera
12.1	Remolque de 1 eje central y neumáticos todoterreno
13	Modelo para remolque de 2 ejes centrales
14	Modelo para remolque de 1+1 ejes independientes
14.0	Remolque de 1+1 ejes independientes y neumáticos de carretera
14.1	Remolque de 1+1 ejes independientes y neumáticos todoterreno
15	Modelo para remolque de 1+2 ejes independientes
16	Modelo para remolque de 3 ejes centrales

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 6 de 60
--	--	---

Teniendo en cuenta las tipologías establecidas en la tabla anterior, se definen 4 familias de vehículos:

- Vehículo a motor
- Trato-camión
- Semirremolque
- Remolque

A partir de esta clasificación, se ha establecido realizar, como mínimo, un ensayo para uno de los modelos dentro de cada familia.

4.2. Vehículos ensayados, lugar y fecha de ensayo

La tabla siguiente muestra, a modo de resumen, los vehículos ensayados, familia a la que pertenecen, así como lugar y fecha de ensayo.

VIN	Lugar de ensayo: estación ITV	Modelo Vehículo	Clasificación Vehículo	MMA (kg)	Fecha ensayos
	Trujillo	5	Tractocamión	18000	13/02/2014
	Trujillo	11	Semirremolque	36000	13/02/2014
	Colmenar Viejo	1,1	Camión T.T., Neumáticos: TodoTerreno	14000	15/06/2017
	Colmenar Viejo	2,1	Camión portacontenedores, Neumáticos: TodoTerreno	25000	21/07/2017
	Colmenar Viejo	3	Camión portacontenedores, Neumáticos: Carretera	32000	21/07/2017
	Colmenar Viejo	14	Remolque ejes separados, Neumáticos: Carretera	18000	21/07/2017

Las fichas técnicas de cada vehículo se adjuntan en el Anexo 1.

5 METODOLOGÍA DE ENSAYO

La eficacia de frenado se determina según dos métodos:

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 7 de 60
--	--	---

- Método de referencia: Medición de las fuerzas de frenado con el vehículo completamente cargado en un frenómetro de rodillos.
- Método alternativo: Medición de las fuerzas de frenado con el vehículo sin carga mediante el método comercial fBrake® para determinar la eficacia de frenado a carga máxima.

El método comercial fBrake®, desarrollado por ISVA-UC3M, es un software que permite determinar la eficacia de frenado a carga máxima a partir de los valores obtenidos con el vehículo sin carga. Dicho método ha sido registrado en el registro de la propiedad intelectual, en su primera versión CORE1, con el número:

Nº solicitud M-000581/2014, nº expediente 09-RTPI-00637.8/2014 y nº de asiento registral 16/2014/5663

Y también en sus versiones:

- fBrake-TT® : Nº solicitud M-003562/2018, nº expediente 09-RTPI-04027.1/2018
- fBrake-Turismos® : Nº solicitud M-003563/2018, nº expediente 09-RTPI-04028.2/2018

Todos los resultados de extrapolación con fBrake® presentados en este informe se han realizado con la versión CORE 2.

5.1. Equipos de medida

Los ensayos se han realizado utilizando los equipos instalados en la ITV, concretamente, se han utilizado los siguientes equipos para la medida de la fuerza de frenado:

DESCRIPCIÓN FRENÓMETRO		
UBICACIÓN	Colmenar Viejo	Trujillo
MARCA	Histron	Ryme
MODELO	LOA VP	FRU-LIFT-PCR
Nº IDENTIFICACIÓN	LOAVP00006303-ML (0197004)	13/0010
SOFTWARE	0197004	N.A.
Nº CERTIFICADO CALIBRACION	1723FR0044	FMU-1511-14

Estos equipos han sido calibrados según su plan de calibración, por un laboratorio acreditado (se adjuntan certificados de calibración en el Anexo 2).

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 8 de 60
--	--	---

Su error máximo permitido se ha establecido, según criterios de AECA (3), en ± 2100 N.

El peso del vehículo se ha medido con la báscula instalada en la ITV.

DESCRIPCIÓN BÁSCULA		
UBICACIÓN	Colmenar Viejo	Trujillo
MARCA	CULMEN	PIBERNAT
MODELO	3026	S-120
Nº IDENTIFICACIÓN	140 M-1109	6006576
Nº CERTIFICADO CALIBRACION	76351	57326

Se trata de básculas de clase III, cuyo error máximo permitido es igual a ± 20 kg (para pesadas hasta 20000 kg) y ± 30 kg (para pesadas de 20000 kg a 30000 kg). Su calibración se realiza según su plan de calibración, por un laboratorio acreditado (se adjuntan certificados de calibración en el Anexo 3).

5.2. Proceso seguido para la realización de los ensayos

Para determinar las fuerzas de frenado o la eficiencia del frenado se podrá medir cada rueda individualmente o cada eje individualmente, según el tipo de equipo. Para cada vehículo seleccionado se realiza el proceso que se describe a continuación.

En primer lugar se ha ensayado el vehículo seleccionado en las condiciones establecidas para el ensayo de referencia, es decir, con el vehículo completamente cargado o con una carga cercana al 100%. El ensayo se ha realizado, como mínimo, 5 veces, en condiciones de repetibilidad.

A continuación se ha ensayado el mismo vehículo, en el mismo frenómetro de rodillos, pero en condiciones de vehículo sin carga y calculando los resultados con el método alternativo fBrake[®]. El ensayo se ha realizado, como mínimo, 5 veces, en condiciones de repetibilidad.

6 TRATAMIENTO ESTADÍSTICO DE LOS RESULTADOS

6.1. Resultados de los ensayos

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 9 de 60
---	--	---

A partir de los valores de fuerza de frenado determinados para cada ensayo se calcula la eficacia del frenado según la ecuación (1) de este informe, así como su incertidumbre.

Teniendo en cuenta que el número de ensayos es bajo, para determinar la incertidumbre de medida se ha seguido la técnica de re-muestreo con reposición conocida como Bootstrapping, tal y como marca la Norma UNE 26110. Este método permite la generación de información adicional a través de simulaciones realizadas al azar. Para ello se generan sub-muestras adicionales a partir de los resultados disponibles, permitiendo la duplicidad de dichos resultados. De esta forma, aunque la muestra sea de tamaño bajo, se consigue un número de datos estadísticamente suficiente para poder determinar la incertidumbre de medida con un nivel de confianza adecuado.

Con la metodología de Bootstrapping se han obtenido $n=10000$ valores, a partir de los cuales se calcula el valor medio de la eficacia de frenado:

$$\overline{Ef} = \frac{\sum_{i=1}^n Ef_i}{n} \quad (2)$$

Así como los límites superior e inferior para un nivel de confianza del 95%:

$$\text{Lim}_{\text{inf}} = \text{Lim}_r$$

$$\text{Lim}_{\text{sup}} = \text{Lim}_{(r+q)}$$

siendo: $q = p \cdot n$ (para $p=0,95$)

$$r = (n-q)/2$$

Teniendo en cuenta que se han obtenido 10000 valores, los límites a calcular han sido:

$$\text{Lim}_{\text{inf}} = \text{Lim}_{250}$$

$$\text{Lim}_{\text{sup}} = \text{Lim}_{9750}$$

Con estos datos se determina la componente de incertidumbre asociada a la repetibilidad de las medidas, identificada como U_1 :

$$U_1 = (\text{Lim}_{750} - \text{Lim}_{250}) / 2 \quad (3)$$

Además de la incertidumbre de repetibilidad, para obtener la incertidumbre de medida es necesario tener en consideración una contribución debida a la instrumentación utilizada, en

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 10 de 60
---	--	--

este caso, el frenómetro y la báscula. Esta contribución, denominada U_2 , se determina a partir del valor de error máximo (EMP) establecido en estos equipos.

Tomando como punto de partida la función modelo utilizada para calcular la eficacia de frenado (ecuación 1), y siguiendo la ley de propagación de las varianzas, la incertidumbre asociada a la medida instrumental (U_2) se obtiene según la ecuación siguiente:

$$U_2 = \frac{100}{MMA \cdot g} \sqrt{\sum U_F^2 + \left(\frac{Ef \cdot g}{100}\right)^2 U_{MMA}^2} \quad (4)$$

Para realizar este cálculo se consideran los valores siguientes:

- $U_F = 2100 \text{ N}$
- $U_{MMA} = 20 \text{ kg}$ (si $m \leq 20000 \text{ kg}$), 30 kg (si $20000 \text{ kg} < m \leq 30000 \text{ kg}$)

Finalmente, se ha determinado la incertidumbre asociada a la eficacia de frenado resultante combinando las dos contribuciones principales de incertidumbre:

$$U = \sqrt{U_1^2 + U_2^2} \quad (5)$$

6.2. Evaluación del desempeño

Para evaluar la compatibilidad de métodos se utilizará la figura de mérito conocida como Error Normalizado (E_n), calculado según la expresión:

$$E_n = \frac{|Ef_{fBrake} - Ef_{ref}|}{\sqrt{U_{fBrake}^2 + U_{ref}^2}} \quad (6)$$

Si el error normalizado (E_n) es inferior a 1, puede considerarse que el resultado es satisfactorio.

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 11 de 60
---	--	--

7 RESULTADOS DE LA INTERCOMPARACIÓN

A continuación se muestran los resultados de la intercomparación obtenidos para cada modelo de vehículo ensayado.

7.1. Vehículo ensayado: Tractocamión (modelo 5)

A) Características del vehículo:

- **Categoría del vehículo**
N3 (MMA > 12.000 kg)
- **Modelo de vehículo y de neumático.**
Marca: DAF
Tipo: TE 85
Variante: ----
Versión: ----
Denominación comercial: FT 85.430 CF
Neumáticos: 6/315/80R22.5
- **Número de identificación del vehículo (VIN)**
- **Número de ejes**
2 ejes
- **Configuración de ejes (conjunto de ejes múltiples, bogíes)**
2 ejes independientes
- **Masa máxima autorizada, MMA**
MMA: 18.000 kg
MMTA: 20.500 kg
- **Carga máxima por eje en estático**
MMA: 1º eje: 7.500 kg/2º eje: 11.500 kg
MMTA: 1º eje: 7.500 kg/2º eje: 13.000 kg
- **Sistema de frenado de servicio**
Doble circuito neumático con freno mecánico a tambor con palancas autoajustables, ABS

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 12 de 60
--	--	--

B) Fuerza total de frenado medida

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV							
Peso eje 1 (kg)	Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha (N)	Peso eje 2 (kg)	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha (N)	% carga	% Eficacia de frenado
5215	19160	21000	4525	13610	13590	54%	38%
5215	19030	20330	4525	13510	13780	54%	38%
5780	23010	23870	7885	23320	23540	76%	53%
5780	23320	24040	7885	23690	23950	76%	54%
6225	24820	27810	10560	27050	27360	93%	61%
6225	24820	27810	10560	27050	27360	93%	61%
6225	23910	26940	10560	26730	26590	93%	59%
6225	24250	27230	10560	26210	27110	93%	59%
6225	25390	27510	10560	27430	27530	93%	61%
6225	23810	27990	10560	27000	26990	93%	60%

Tabla 1: valores medidos en ITV para vehículo modelo 5

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"				
Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha (N)	% Eficacia de frenado
24150	26470	29586	29543	62%
24087	25733	29317	29903	62%
26042	27016	29782	30063	64%
26362	27176	30147	30478	65%
26106	29251	28050	28371	63%
26106	29251	28050	28371	63%
25193	28385	27738	27593	62%
25535	28673	27199	28132	62%
26699	28929	28434	28537	64%
25064	29464	28006	27995	63%

Tabla 2: valores medidos con fBRAKE para vehículo modelo 5

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 13 de 60

C) Fuerzas de frenado o tasa de frenado consideradas para la comparación

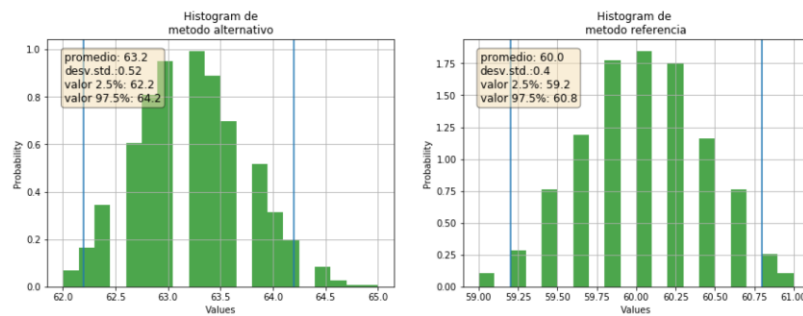
	Método de referencia (valores para %carga cercano a 100)	Método fBRAKE (valores para %carga <100%)
	61%	62%
	59%	62%
	59%	64%
	61%	65%
	60%	63%
Promedio (\bar{Ef})	60,0%	63,2%
Lim_{inf} (Ef)	59,2%	62,2%
Lim_{sup} (Ef)	60,8%	64,25
U_1	0,8%	1,0%
U_2	2,4%	2,4%
U	2,5%	2,6%

Tabla 3: valores promedio e incertidumbres para vehículo modelo 5

D) Evaluación del desempeño

En = 0,9

E) Representación gráfica del bootstrapping:



	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 14 de 60
---	--	--

7.2. Vehículo ensayado: Semirremolque caja abierta (modelo 11)

A) Características del vehículo:

- **Categoría del vehículo**
O4 (MMA > 10.000 kg)
- **Modelo de vehículo y de neumático.**
Marca: LeciTrailer
Tipo: 3E20
Variante: 13950D S N 02
Versión: -----
Denominación comercial: 3E20
Neumáticos: 6-385/55 R22.5
- **Número de identificación del vehículo (VIN)**
- **Número de ejes**
3 ejes
- **Configuración de ejes (conjunto de ejes múltiples, bogíes)**
3 ejes (tridem)
- **Masa máxima autorizada, MMA**
MMA: 36.000 kg
MMTA: 42.000 kg
- **Carga máxima por eje en estático**
MMA: Kp: 12.000 kg /1º eje: 8.000 kg/2º eje: 8.000 kg/3º eje: 8.000 kg
MMTA: Kp: 15.000 kg/1º eje: 9.000 kg/2º eje: 9.000 kg/3º eje: 9.000 kg
- **Sistema de frenado de servicio**
Neumático (asistencia ABS y EBS)

B) Fuerza total de frenado medida

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 15 de 60

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV										
Peso eje 1 (kg)	Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha (N)	Peso eje 2 (kg)	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha (N)	Peso eje 3 (kg)	Fuerza frenado eje 3, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 3, rueda derecha (N)	% carga	% Eficacia de frenado
7380	17260	16400	7360	17330	16550	7330	15560	14820	92%	42%
7380	16950	16300	7360	17700	16920	7330	16350	15940	92%	43%
7380	17300	16440	7360	17860	17740	7330	17520	17400	92%	44%
7380	16440	15770	7360	17350	17240	7330	16920	16930	92%	43%
7380	16440	15770	7360	17350	17240	7330	16920	16930	92%	43%
4130	9960	8860	4040	9420	8840	3840	9100	8730	50%	23%
4130	9450	8640	4040	10090	9430	3840	9700	9780	50%	24%
4130	9540	8440	4040	9830	9270	3840	9830	10000	50%	24%
4130	9450	8640	4040	10090	9430	3840	9700	9780	50%	24%
4130	9540	8440	4040	9830	9270	3840	9830	10000	50%	24%

Tabla 4: valores medidos en ITV para vehículo modelo 11

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"						
Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha (N)	Fuerza frenado eje 3, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 3, rueda derecha (N)	% Eficacia de frenado
19514	18542	19651	18767	17993	17137	47%
19168	18433	19996	19115	18731	18261	48%
19489	18521	20071	19936	19835	19699	50%
18656	17896	19598	19474	19265	19277	48%
18656	17896	19598	19474	19265	19277	48%
19186	17067	18623	17476	18664	17905	46%
18458	16876	19211	17954	18930	19086	47%
18698	16542	18920	17842	19027	19356	47%
18458	16876	19211	17954	18930	19086	47%
18698	16542	18920	17842	19027	19356	47%

Tabla 5: valores medidos con fBRAKE para vehículo modelo 11

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 16 de 60
---	--	--

C) Fuerzas de frenado o tasa de frenado consideradas para la comparación

	Método de referencia (valores para %carga cercano a 100)	Método fBRAKE (valores para %carga <100%)
	42%	46%
	43%	47%
	44%	47%
	43%	47%
	43%	47%
Promedio (\overline{Ef})	43,0%	46,8%
Lim_{inf} (Ef)	42,4%	46,4%
Lim_{sup} (Ef)	43,6%	47,0%
U_1	0,6%	0,3%
U_2	1,5%	1,5%
U	1,6%	1,5%

Tabla 6: valores promedio e incertidumbres para vehículo modelo 11

D) Evaluación del desempeño

En = 1,8

Para este vehículo el error normalizado ha resultado superior a 1, lo cual ya era lo esperado ya que se trata de un tipo de vehículo para el cual no es posible determinar la fuerza de frenado al 100% de la carga sobre los ejes del tridem. Debido a que la carga del vehículo se ve limitada por la MMA de la tractora (18.000 kg), no existe forma de determinar la carga real sobre la quinta rueda, y la MMC del conjunto, como máximo de 40.000 kg. Por tanto, sólo es posible conseguir, con esta combinación de vehículos, una carga máxima sobre cada uno de los ejes traseros del 92%, mermando su rendimiento de frenada. La consecuencia de este hecho es que el valor obtenido para el método de referencia, no cumple con los requisitos del ensayo según marca la norma UNE 26110.

Esta misma norma, en su apartado 4.2. establece lo siguiente:

"En general, el método más fiable de medición de las máximas fuerzas de frenado es con el vehículo completamente cargado en un frenómetro de rodillos, por lo que el vehículo seleccionado ensayado en estas condiciones será considerado como ensayo de referencia"

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 17 de 60

y los resultados del mensurando así obtenidos como valor verdadero. Para determinadas categorías de vehículos, en concreto semirremolques 03 y 04, podrá considerarse como ensayo de referencia el vehículo ensayado descargado en un frenómetro de rodillos con el método de extrapolación en un punto."

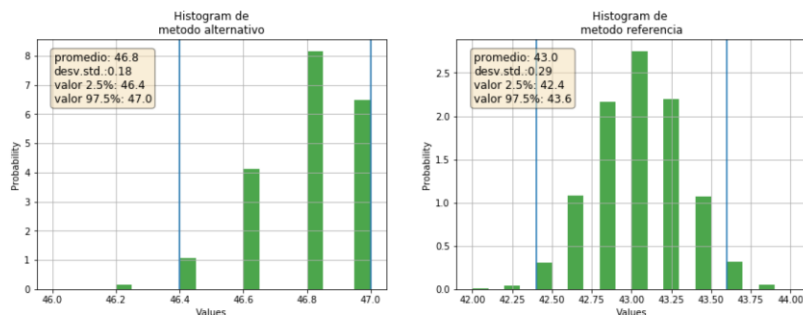
Por tanto, se decide calcular el valor de eficacia de frenado por extrapolación lineal al 100% de los resultados de frenada obtenidos al 92% de la carga, teniendo en cuenta los valores medidos indicados en la tabla 4 de este informe, obteniéndose un valor igual a 46,4%.

Si se calcula el error normalizado con este valor, el resultado es:

$$E_n = \frac{|46,8 - 46,4|}{\sqrt{1,5^2 + 1,6^2}} = 0,2$$

Por lo que se concluye que la comparación es satisfactoria también para este tipo de vehículo.

E) Representación gráfica del bootstrapping:



	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 18 de 60
---	--	--

7.3. Vehículo ensayado: Vehículo a motor 2 ejes: Camión TodoTerreno (modelo 1,1)

A) Características del vehículo:

- **Categoría del vehículo**
N2 (3.500 kg < MMA ≤ 12.000 kg)
- **Modelo de vehículo y de neumático.**
Marca: PEGASO
Tipo: 7223/96
Variante: 7223^a1011
Versión: -----
Denominación comercial: 7217/6
Neumáticos: 4+1; 13.00Rx20"
- **Número de identificación del vehículo (VIN)**
- **Número de ejes**
2 ejes
- **Configuración de ejes (conjunto de ejes múltiples, bogíes)**
2 ejes independientes
- **Masa máxima autorizada, MMA**
MMA: 14.000 kg
MMTA: 14.000 kg
- **Carga máxima por eje en estático**
MMA: 1º eje: 6.500 kg/2º eje: 7.500 kg
MMTA: 1º eje: 6.500 kg/2º eje: 7.500 kg
- **Sistema de frenado de servicio**
Neumático, actuando sobre el conjunto de las ruedas. Compuesto por 2 circuitos independientes (1 para el eje anterior y otro para el eje posterior)

B) Fuerza total de frenado medida

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 19 de 60

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV							
Peso eje 1 (kg)	Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha (N)	Peso eje 2 (kg)	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha (N)	% carga	% Eficacia de frenado
4970	15500	14600	3100	7900	10100	58%	35%
4970	15700	13000	3100	9300	9200	58%	34%
4970	15900	14700	3100	8000	10000	58%	35%
4970	17100	13500	3100	9400	10300	58%	37%
4970	16500	13500	3100	9300	8800	58%	35%
5930	19300	17000	8080	18000	20700	100%	55%
5930	19100	16900	8080	20300	21600	100%	57%
5930	18800	15000	8080	18100	19600	100%	52%
5930	19600	18100	8080	18600	18300	100%	54%
5930	18900	15900	8080	17800	20000	100%	53%

Tabla 7: valores medidos en ITV para vehículo modelo 1,1

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"				
Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha (N)	% Eficacia de frenado
19739	18593	17518	22396	57%
19821	16412	20689	20466	56%
20286	18755	17727	22159	57%
21590	17045	20948	22954	60%
20991	17175	20633	19523	57%
20759	18285	17420	20033	56%
20533	18168	19379	20620	57%
20230	16141	17355	18793	53%
21089	19475	18286	17991	56%
20336	17108	17149	19268	54%

Tabla 8: valores medidos con fBRAKE para vehículo modelo 1,1



INFORME DE
INTERCOMPARACIÓN

Código 2018.fBRAKE.01

Rev. 0

Fecha 28/01/2019

Página 20 de 60

C) Fuerzas de frenado o tasa de frenado consideras para la comparación

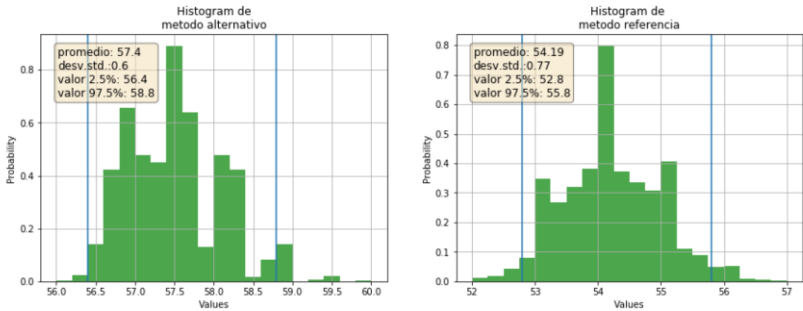
	Método de referencia (valores para %carga cercano a 100)	Método fBRAKE (valores para %carga <100%)
	55%	57%
	57%	56%
	52%	57%
	54%	60%
	53%	57%
Promedio (\overline{Ef})	54,2%	57,4%
Lim _{inf} (Ef)	52,8%	56,4%
Lim _{sup} (Ef)	55,8%	58,8%
U_1	1,5%	1,2%
U_2	3,1%	3,1%
U	3,4%	3,3%

Tabla 9: valores promedio e incertidumbres para vehículo modelo 1,1

D) Evaluación del desempeño

$En = 0,7$

E) Representación gráfica del bootstrapping:



	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 21 de 60
---	--	--

7.4. Vehículo ensayado: Vehículo a motor 1+2 ejes: Camión portacontenedores TodoTerreno (modelo 2,1)

A) Características del vehículo:

- **Categoría del vehículo**
N3 (MMA > 12.000 kg)
- **Modelo de vehículo y de neumático.**
Marca: IVECO PEGASO
Tipo: SM 66.40
Variante: 23IJ0
Versión: -----
Denominación comercial: M25040W
Neumáticos: 750/24000
- **Número de identificación del vehículo (VIN)**
- **Número de ejes**
3 ejes
- **Configuración de ejes (conjunto de ejes múltiples, bogíes)**
1 eje delantero + 2 ejes traseros (tándem)
- **Masa máxima autorizada, MMA**
MMA: 25.000 kg
MMTA: 26.000 kg
- **Carga máxima por eje en estático**
MMA: 1º eje: 8.500 kg/2º eje: 9.000 kg/ 3º eje: 9.000 kg
MMTA: 1º eje: 8.500 kg/2º eje: 9.500 kg/ 3º eje: 9.500 kg
- **Sistema de frenado de servicio**
Tipo hidroneumático sobre todas las ruedas, doble circuito, uno para el eje 1º y otro para los ejes 2º y 3º. Regulación de frenado en función de la carga. Frenos de disco sobre todas las ruedas.

B) Fuerza total de frenado medida

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 22 de 60

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV										
Peso eje 1 (kg)	Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha (N)	Peso eje 2 (kg)	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha (N)	Peso eje 3 (kg)	Fuerza frenado eje 3, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 3, rueda derecha (N)	% carga	% Eficacia de frenado
6820	13500	14400	3000	9600	8800	3050	9300	9400	51%	21%
6820	14200	14800	3000	10900	10300	3050	10100	10400	51%	29%
6820	15300	15800	3000	9300	8900	3050	9000	9300	51%	28%
6820	12100	12900	3000	9500	9300	3050	9000	9700	51%	26%
6820	11000	11500	3000	10400	10100	3050	8600	9100	51%	25%
7860	16400	16400	8770	17100	15700	9020	15900	16900	103%	40%
7860	21300	20900	8770	17300	16300	9020	16300	17300	103%	45%
7860	17900	18000	8770	17900	16900	9020	17600	18500	103%	44%
7860	18900	18700	8770	18900	17900	9020	18200	19200	103%	46%
7860	17800	17900	8770	19400	18100	9020	18500	19600	103%	45%

Tabla 10: valores medidos en ITV para vehículo modelo 2,1

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"						
Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha (N)	Fuerza frenado eje 3, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 3, rueda derecha (N)	% Eficacia de frenado
13845	14768	18536	16992	17747	17938	41%
15984	16659	21041	19883	19737	20323	46%
17704	18283	17984	17211	17289	17865	43%
13557	14454	18340	17954	17349	18699	41%
12091	12640	19442	18881	17188	18187	40%
17023	17023	14239	13073	16131	17146	39%
22224	21806	14840	13982	16502	17514	44%
18579	18682	14876	14045	17849	18762	42%
19612	19405	15747	14914	18460	19474	44%
18437	18541	16038	14963	18774	19891	43%

Tabla 11: valores medidos con fBRAKE para vehículo modelo 2,1

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 23 de 60

C) Fuerzas de frenado o tasa de frenado consideradas para la comparación

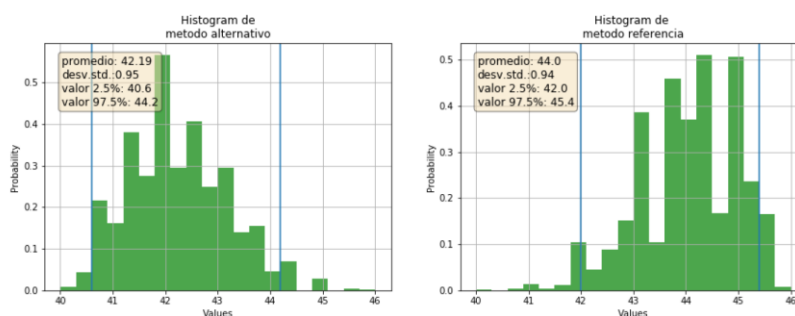
	Método de referencia (valores para %carga cercano a 100)	Método fBRAKE (valores para %carga <100%)
	40%	41%
	45%	46%
	44%	43%
	46%	41%
	45%	40%
Promedio ($\bar{E_f}$)	44,0%	42,2%
Lim_{inf} (E_f)	42,0%	40,6%
Lim_{sup} (E_f)	45,4%	44,2%
U_1	1,7%	1,8%
U_2	2,1%	2,1%
U	2,7%	2,8%

Tabla 12: valores promedio e incertidumbres para vehículo modelo 2,1

D) Evaluación del desempeño

$E_n = 0,5$

E) Representación gráfica del bootstrapping:



	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 24 de 60
---	--	--

7.5. Vehículo ensayado: Vehículo a motor 2+2 ejes: Camión portacontenedores, neumáticos carretera (modelo 3)

A) Características del vehículo:

- **Categoría del vehículo**
N3 (MMA > 12.000 kg)
- **Modelo de vehículo y de neumático.**
 Marca: IVECO
 Tipo: J4CRSO
 Variante: AM2GJPECS
 Versión: -----
 Denominación comercial: AD410T45
 Neumáticos: 385/65R22.5-160G (en 1º y 2º eje), 315/80R22.5 156-150G (en 3º y 4º eje)
- **Número de identificación del vehículo (VIN)**
- **Número de ejes**
4 ejes
- **Configuración de ejes (conjunto de ejes múltiples, bogíes)**
2 ejes delanteros (tándem) + 2 ejes traseros (tándem)
- **Masa máxima autorizada, MMA**
 MMA: 32.000 kg
 MMTA: 41.000 kg
- **Carga máxima por eje en estático**
 MMA: 1º eje: 8.500 kg / 2º eje: 8.500 kg / 3º eje: 9.500 kg / 4º eje 9.500 kg
 MMTA: 1º eje: 8.500 kg / 2º eje: 8.500 kg / 3º eje: 13.000 kg / 4º eje 13.000 kg
- **Sistema de frenado de servicio**
 Mando a pedal, transmisión neumática sobre todas las ruedas. Doble circuito de freno, uno para los ejes delanteros y otro para el tándem trasero (ejes 3º y 4º).
 ABS de serie. EBL (corrector electrónico de freno-do).

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 25 de 60

B) Fuerza total de frenado medida

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV								
Peso eje 1 (kg)	Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha (N)	Peso eje 2 (kg)	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha (N)	Peso eje 3 (kg)	Fuerza frenado eje 3, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 3, rueda derecha (N)
3850	14000	13500	4550	14900	14600	3020	10200	8800
3850	14100	13600	4550	15400	14900	3020	10600	9300
3850	14100	13400	4550	15400	14600	3020	10800	9800
3850	14500	14100	4550	15300	14700	3020	10400	9300
3850	14000	13200	4550	15700	15000	3020	10600	9200
5440	18800	17800	6040	19300	18100	7930	23900	20700
5440	18600	17100	6040	18800	18000	7930	23500	19600
5440	18700	17000	6040	20400	19500	7930	22600	19000
5440	18100	17600	6040	19400	18600	7930	23100	20600
5440	18400	17900	6040	20000	18900	7930	23200	21000

Tabla 13a: valores medidos en ITV para vehículo modelo 3

Peso eje 4 (kg)	Fuerza frenado eje 4, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 4, rueda derecha (N)	% carga	% Eficacia de frenado
2880	9300	9000	45%	30%
2880	9500	9300	45%	31%
2880	10000	9300	45%	31%
2880	9500	8600	45%	31%
2880	9300	9100	45%	31%
7890	23400	20900	85%	52%
7890	23400	19800	85%	51%
7890	23900	20100	85%	51%
7890	23600	20700	85%	52%
7890	23100	19900	85%	52%

Tabla 13b: valores medidos en ITV para vehículo modelo 3

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 26 de 60

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"								
Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha (N)	Fuerza frenado eje 3, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 3, rueda derecha (N)	Fuerza frenado eje 4, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 4, rueda derecha (N)	% Eficacia de frenado
23913	23059	23255	22786	19063	16446	17871	17295	52%
24176	23319	23947	23169	19741	17320	18359	17973	54%
24137	22939	23936	22693	20079	18219	19368	18012	54%
24661	23981	23983	23042	19248	17212	18487	16736	53%
24178	22796	24290	23207	19665	17067	18043	17655	53%
24530	23225	23928	22440	21186	18349	20656	18450	55%
24293	22334	23287	22296	20848	17388	20698	17514	54%
24613	22375	25040	23935	20154	16943	21392	17990	55%
23729	23073	23956	22969	20470	18254	20881	18316	55%
24111	23456	24657	23301	20711	18747	20487	17649	55%

Tabla 14: valores medidos con fBRAKE para vehículo modelo 3

C) Fuerzas de frenado o tasa de frenado consideras para la comparación

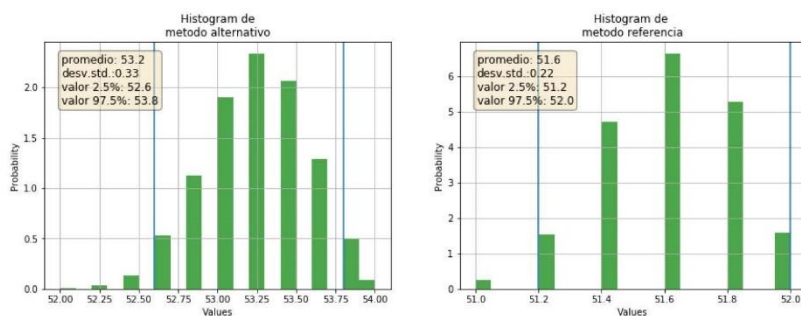
	Método de referencia (valores para %carga cercano a 100)	Método fBRAKE (valores para %carga <100%)
	52%	52%
	51%	54%
	51%	54%
	52%	53%
	52%	53%
Promedio (\overline{Ef})	51,6%	53,2%
Lim _{inf} (Ef)	51,2%	52,6%
Lim _{sup} (Ef)	52,0%	53,8%
U_1	0,4%	0,6%
U_2	1,9%	1,9%
U	1,9%	2,0%

Tabla 15: valores promedio e incertidumbres para vehículo modelo 3

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 27 de 60

D) Evaluación del desempeño

En = 0,6

E) Representación gráfica del bootstrapping:**7.6. Vehículo ensayado: Remolque ejes independientes (modelo 14)****A) Características del vehículo:**

- **Categoría del vehículo**
O4 (MMA > 10.000 kg)
- **Modelo de vehículo y de neumático.**
Marca: MONTENEGRO
Tipo: 002214
Variante: M206.120.OC
Versión: ----
Denominación comercial: RCHT-2G-6.05
Neumáticos: (8) 11R 22.5
- **Número de identificación del vehículo (VIN)**
- **Número de ejes**
2 ejes
- **Configuración de ejes (conjunto de ejes múltiples, bogíes)**
2 ejes independientes

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 28 de 60
--	--	--

- **Masa máxima autorizada, MMA**
MMA: 18.000 kg
MMTA: 20.000 kg
- **Carga máxima por eje en estático**
MMA:
MMTA: 1º eje: 10.000 kg/2º eje: 10.000 kg
- **Sistema de frenado de servicio**
Freno neumático de doble circuito con ABS y EBS

B) Fuerza total de frenado medida

Pesos y fuerzas de frenado medidas en ITV							
Peso eje 1 (kg)	Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha (N)	Peso eje 2 (kg)	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha (N)	% carga	% Eficacia de frenado
2100	6300	8700	2140	6700	5200	24%	15%
2100	6400	8500	2140	7000	6500	24%	16%
2100	6300	8600	2140	6400	5400	24%	15%
2100	6400	8200	2140	6000	5200	24%	15%
2100	6400	8300	2140	6700	5400	24%	15%
8500	20700	24000	8630	16700	14700	95%	43%
8500	20300	24700	8630	17800	16300	95%	45%
8500	20300	24500	8630	18200	16800	95%	45%
8500	20200	23900	8630	18800	15700	95%	45%
8500	21400	23900	8630	19800	17200	95%	47%

Tabla 16: valores medidos en ITV para vehículo modelo 14

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 29 de 60

Pesos y fuerzas de frenado obtenidas mediante el método "fBRAKE"				
Fuerza frenado eje 1, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 1, rueda derecha (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda izquierda (N)	Fuerza frenado eje 2, rueda derecha (N)	% Eficacia de frenado
17490	24153	21624	16783	45%
17844	23699	20745	19263	46%
17565	23977	20777	17531	45%
18079	23164	20200	17507	45%
17999	23343	21378	17230	45%
21271	24662	17299	15227	44%
20856	25377	18388	16838	46%
20859	25174	18786	17341	47%
20765	24568	19414	16213	46%
21983	24551	20403	17724	48%

Tabla 17: valores medidos con fBRAKE para vehículo modelo 14

C) Fuerzas de frenado o tasa de frenado consideradas para la comparación

	Método de referencia (valores para %carga cercano a 100)	Método fBRAKE (valores para %carga <100%)
	43%	45%
	45%	46%
	45%	45%
	45%	45%
	47%	45%
Promedio (\overline{Ef})	45,0%	45,2%
Lim_{inf} (Ef)	43,8%	45,0%
Lim_{sup} (Ef)	46,2%	45,6%
U_1	1,2%	0,3%
U_2	2,4%	2,4%
U	2,7%	2,4%

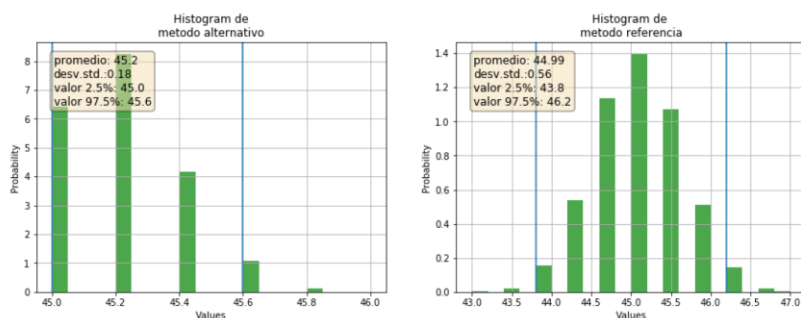
Tabla 18: valores promedio e incertidumbres para vehículo modelo 14

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 30 de 60

D) Evaluación del desempeño

En = 0,1

E) Representación gráfica del bootstrapping:



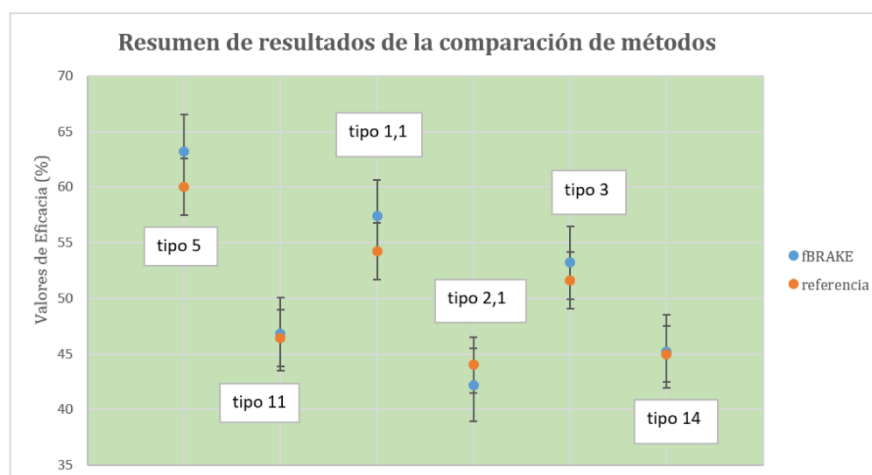
8 CONCLUSIONES

A modo de resumen se presentan los valores de error normalizado determinados para cada modelo de vehículo ensayado.

Tipo Vehículo	Ef fBRAKE	U(fBRAKE)	Ef Referencia	U (Ref)	En
5	63,2	2,6	60,0	2,5	0,9
11	46,8	1,5	46,4	1,6	0,2
1,1	57,4	3,3	54,2	3,4	0,7
2,1	42,2	2,8	44,0	2,7	0,5
3	53,2	2	51,6	1,9	0,6
14	45,2	2,4	45,0	2,7	0,1

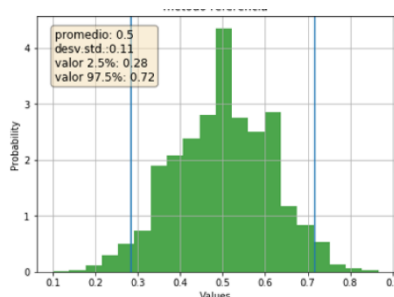
También se puede ver claramente la compatibilidad entre los métodos a través de la representación gráfica siguiente:

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 31 de 60



Por último, se ha aplicado la técnica de bootstrapping para determinar los límites para los valores del error normalizado, obteniéndose los siguientes resultados:

Promedio = 0,5
 Lim(2,5%) = 0,28
 Lim (97,5%) = 0,72



El 95% de los valores es inferior a la unidad.

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01 Rev. 0 Fecha 28/01/2019 Página 32 de 60
---	--	--

Con toda esta información se concluye que los resultados de las pruebas realizadas para cada familia de modelos de vehículos confirman que el método de ensayo para la determinación de la eficacia de frenado de un vehículo, con denominación comercial fBrake[®], se puede considerar equivalente al método de medición establecido como referencia para la medición de la eficacia de frenado en plena carga, de acuerdo con las directrices y metodología recogida en la norma UNE 26110 de Marzo 2018, sobre "Vehículos de carretera. Criterios para la evaluación de la equivalencia de métodos de eficacia de frenado con respecto a los definidos en la norma ISO 21069".

9 DOCUMENTACIÓN DE REFERENCIA

- (1) UNE-EN ISO/IEC 17043:2010. Evaluación de la conformidad. Requisitos generales para los ensayos de aptitud.
- (2) ISO 13528:2015 Statistical methods for use in proficiency testing by interlaboratory comparisons.
- (3) AECA-ITV 001-2014 rev.1 Valores y criterios de aceptación y rechazo de las calibraciones y verificaciones de los equipos normalmente utilizados en las inspecciones técnicas en las estaciones de ITV.
- (4) UNE 26110: 2018. Vehículos de carretera. Criterios para la evaluación de la equivalencia de métodos de eficacia de frenado con respecto a los definidos en la Norma ISO 21069.
- (5) EA-4/02 M: 2013 Evaluación de la incertidumbre de medida en las calibraciones.
- (6) Manual de Procedimiento de Inspección de las Estaciones ITV, Rev. 7^a

ANEXOS:

- ANEXO 1: Fichas técnicas de los vehículos ensayados
- ANEXO 2: Certificados de calibración de los frenómetros utilizados
- ANEXO 3: Certificados de calibración de las básculas utilizadas
- ANEXO 4: Currículum Vitae del coordinador (Maite Pueyo)

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 33 de 60

ANEXO 1: Fichas técnicas de los vehículos ensayados

Tarjeta TITV del Tractocamión

Nº SERIE [REDACTED] 8		MATRÍCULA [REDACTED]	
DAF TRUCKS N.V.			
Número de identificación: [REDACTED]		Nº CERTIFICADO [REDACTED]	
Clasificación del vehículo: 2 3 0 0 TRACTOCAMION			
Marca: DAF	Clase:		
Modelo: TE 85	Altura total (mm):	2.980/-	
Versiones:	Anchura total (mm):	2.500/-	
Deposición comercial: FT 85.430 CF	Via anterior/posterior (mm):	2.028/ 1.820	
Tara (kg): 6.500/-	Longitud total (mm):	6.160/-	
MTMA/MMA 1ª E (kg): 20.500/18.000	Voladizo posterior (mm):	590/-	
MTMA/MMA 2ª E (kg): 7.500/ 7.500	Distancia eje 1/2ª (mm):	3.800/-	
MTMA/MMA 3ª E (kg): 13.000/11.500	Distancia eje 2/3ª (mm):	/-	
MTMA/MMA 4ª E (kg): -/-	Distancia 3ª rueda/vlt. (mm):	670/ 950	
MMA 2ª E (kg): 66.500/40.000	Motor: Marca: DAF	Tipo: D XF 315 M	
Numérico: 6/315/BOR22,5	Nº Cilindros/Cilindrada (cm³):	6/12.580	
Nº de asientos: 2 + 1 LITERA	Potencia total (kW) (CV):	47,00/315,00	
Opciones incluidas en la homologación de tipo:			
LIMITADOR DE VELOCIDAD. FRENO DEB DEPOSITO 520 LITROS			
Observaciones: 5ª RUEDA INCORPORADA, VEHICULO PROCEDEN- TE DE LA C.E.E.			
Por las peticiones de origen extranjero incorporadas a este vehículo se han satisfecho los correspondientes derechos de Aduanas.			
El abajo firmante, legalmente autorizado por DAF TRUCKS N.V., certifica que el vehículo carrozado cuyas características se reseñan se completamente conforme con el tipo homologado con la contraseña: C-1336, así como con las opciones arriba indicadas.			
MADRID 5 de Julio de 2000		Firma:	
Sociedad inscrita:		JESUS GONZALEZ INGENIERO INDUSTRIAL	
Reformas autor:		[REDACTED]	


	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 34 de 60

Tarjeta TITV del Semirremolque

		Nº SERIE	B	MATRÍCULA
Cº de los Huertos, s/n. Apartado 100 - 50620 CASERAS (Zaragoza)				
Número de identificación:				
Clasificación del vehículo:		Nº CERTIFICADO		
4 3 1 1 Semirremolque Caja Abierta				
Marca: LeciTrailer Tipo: 3E20 Variante: 13950D B H 02 Denominación comercial: 3E20 Tara (kg): 7.500 MTNA/MMA (kg): 42.000/36.000 MTNA/MMA 1ª E (kg): 9.000/ 8.000 MTNA/MMA 2ª E (kg): 9.000/ 8.000 MTNA/MMA 3ª E (kg): 9.000/ 8.000 MTNA/MMA 4ª E (kg): 15.000/12.000 MMR SIF, c/f (kg): - Neumáticos: 6-385/55 R 22.5* Nº de ejes: - Volúmenes de bodega: -	Clase: - Altura total (mm): 4.000 Anchura total (mm): 2.550 Vía anterior/posterior (mm): 2.045 Longitud total (mm): 13.920 Valado posterior (mm): 2.820 Distancia eje 1/2ª (mm): 1.360 Distancia eje 2/3ª (mm): 1.360 Distancia eje 3/4ª (mm): - Distancia 5ª rueda/lt. (mm): 9.180 Motor: Marca: - Tipo: - Nº Cilindros/Cilindrada (cm³): - Potencia fiscal/real (C.V./KW): -			
Opciones incluidas en la homologación de tipo: SEMIRREMOLQUE CAJA ABIERTA CON LATERALES DE LUNAS DESLIZANTES. NEUMÁTICOS MEDIDA: 385/55 R 22.5				
Observaciones: APTO PARA EL TRANSPORTE DE 40 TONS. EN EL CONJUNTO. EQUIPADO CON INSTALACION ELECTRICA BLINDADA Y ABS.				
Por las piezas de origen extranjero incorporadas a este vehículo se han satisfecho los correspondientes derechos de Aduanas.				
El abajo firmante, legalmente autorizado por LeciTrailer, Sociedad Anónima , certifica que el vehículo carrozado cuyas características se reseñan se completamente conforme con el tipo homologado con la contraseña D=2440				
SARAGOZA 11 de FEBRERO de 2019				
C.I.F. A-50196070 Sociedad inscrita en el registro Mercantil de Zaragoza. Tomo 742 General 503, Sección 3ª, Folio 23, Hoja 6.030				
Reformas autorizadas:				

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 35 de 60

Tarjeta TITV del Camión T.T., Neumáticos: TodoTerreno

 N.º Serie [REDACTED] A		Matrícula [REDACTED]	
MINISTERIO DE DEFENSA Cuartel General del Ejército de Tierra			
N.º de identificación [REDACTED]		N.º Certificado [REDACTED]	
Clasificación del vehículo 2233 CAMIÓN T.T.			
Marca Vehículo: PEGASO Tipo: 7223 / 96 Variante: 7223A1011 Designación esencial: 7217 / 6 Tasa (Kg): 7.920 MTNA/MNA (Kg): 14.000 MTNA/MNA 1ª E (Kg): 6.800 MTNA/MNA 2ª E (Kg): 7.500 MTNA/MNA 3ª E (Kg): --- MTNA/MNA 4ª E (Kg): --- MNR 5/F CF (Kg): 5.000 Neumáticos: 4x1 ; 13.00 R x 20" N.º de ejes: 2 Volumen de botellas: ---	Cose: --- Altura total (mm): 3480 Ancho total (mm): 2500 Rta exterior/posterior (mm): 1900 / 1900 Longitud total (mm): 7317 Voladizo posterior (mm): 1800 Distancia eje 1º/2º (mm): 4140 Distancia eje 2º/3º (mm): --- Distancia eje 3º/4º (mm): --- Distancia 5º RUL7 (mm): --- Motor: MECO Tipo: 8402 .41 N.º Cilindros/Cilindrada (c.c.): 6 / 9000 Potencia fiscal (CV/RN): 39,00 / 189		
El vehículo cuyas características se reseñan, cumple en esta fecha la reglamentación vigente Por el Organismo Inspector JEFE ITV AALOG 11		Reintegrando el original (Sello)	
Fecha		Valedera por	
Observaciones y Reformas autorizadas: "ESTE DOCUMENTO TIENE EXCLUSIVAMENTE CARÁCTER DESCRPTIVO Y SE EXPONE A LOS EFECTOS DEL CONTROL DE LA INSPECCIÓN POR LA ESTACIÓN ITV CORRESPONDIENTE" Contraseña Hom.: C1-1341 - EXENTO DE LIMITADOR DE VELOCIDAD Y PROTECC. TRASERA (MONTAJE INCOMPATIBLE CON APLICACIÓN COMO VEHÍCULO TÁCTICO DE ALTA MOVILIDAD). - GANCHO REMOLQUE RINGFEDER K10 EN ORIGEN.			

INFORME DE INTERCOMPARACIÓN

Código 2018.fBRAKE.01
Rev. 0
Fecha 28/01/2019
Página 36 de 60

Tarjeta TITV del Camión portacontenedores TodoTerreno

Nº-SERIE

A

PRINCIPADO DE ASTURIAS
CONSEJERÍA DE INDUSTRIA Y EMPLEO

MATRÍCULA

Número de identificación:

Clasificación del vehículo:

2212 CAMION PORTAGONTENEDORES

Nº CERTIFICADO

Marca: IVECO PEGASO

Clase:

Tipo: SM 66.46

Altura total (mm):

Variante: 23UJO

Amplura total (mm): 2500

Denominación comercial: M250.40W

Viaje anterior (posterior) (mm): 2050/2060

Tara (kg): 12749

Longitud total (mm): 8408 (X)

MTMA/MVA (kg): 26000/25000

Velocidad posterior (km/h): 138.00

MTMA/MVA 1º E (kg): 8500

Distancia eje 1/2º (mm): 4200

MTMA/MVA 2º E (kg): 9500/9000

Distancia eje 2º/3º (mm): 1450

MTMA/MVA 3º E (kg): 9500/9000

Distancia eje 3º/4º (mm):

MTMA/MVA 4º E (kg):

Distancia 5º rueda (mm):

MMR S/F, c/F (kg): 750/24000

Motor/Marca: IVECO

Neumáticos: 6(14.00R20 164G)

Tipo: D-F36EC6811-E

Nº de asientos: TRES

Nº Cálculos/Glándula (mm): 6/12882

Volúmen de bodega:

Potencia fiscal (kW): 47.86/294

El vehículo cuyas características se reseñan cumple en esta fecha la reglamentación vigente:

Por el Organismo Inspector:

Fecha: 14-01-2004

Vale para por:

Observaciones y reformas autorizadas:

VEHICULO PROCEDENTE DE LA U.E EQUIPADO CON LIMITADOR DE VELOCIDAD Y ABS NEUMATICO OPCIONAL 365.85R20 164G. ACOPLA DE ORIGEN GANCHO DE REMOLQUE NATO MILITAR (X). TARA Y DIMENSIONES SIN CONTENEDOR. DIMENSIONES MAXIMAS CON CONTENEDOR: LARGO: 9313 MM. VOLADIZO POSTERIOR: 2285 MM. VEHICULO DESTINADO PARA FINES MILITARES. CONTRASEÑA DE HOMOLOGACION C1-1985

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 37 de 60

Tarjeta TITV del Camión portacontenedores Carretera

Nº SERIE [REDACTED]		A		MATRICULA	
PRINCIPADO DE ASTURIAS CONSEJERÍA DE INDUSTRIA Y EMPLEO					
Número de identificación: [REDACTED]				Nº CERTIFICADO [REDACTED]	
Clasificación del vehículo: 2212 CAMION PORTACONTENEDORES					
Marca:	IVECO	Clase:			
Tip:	J4CRSO	Altura total (mm):			
Variante:	AM2GJPECS	Anchura total (mm):	2550		
Denominación comercial:	AD410T45	Via exterior/posterior (mm):	2050/1827		
Tara (kg):	14210 (*)	Longitud total (mm):	8976 (*)		
MTNA/MMA 1º Eje (kg):	41000/32000	Voladizo posterior (mm):	1136 (*)		
MTNA/MMA 2º Eje (kg):	8500	Distancia eje 1/2º (mm):	1875		
MTNA/MMA 3º Eje (kg):	8500	Distancia eje 2º/3º (mm):	3145		
MTNA/MMA 4º Eje (kg):	13000/8500	Distancia eje 3º/4º (mm):	1380		
MTNA/MMA 5º Eje (kg):	13000/8500	Distancia 9º rueda/alto. (mm):			
MMR S/F, C/F (kg):	750/3500	Motor: Marca:	IVECO		
Neumático:	12 (**)	Tip:	D-F38E3681C-S		
Nº de interior:	DOS	Nº Cilindros/Cilindrada (cm³):	6/12682		
Volumen de bodega:		Potencia fiscal/mal (CV/kW):	47.88/332		
El vehículo cuyas características se reseñan cumple en esta fecha la reglamentación vigente. Por el Organismo Inspector:					
Fecha: 2-03-2011 Validez por:					
Observaciones y reformas autorizadas:					
HOMOLOGACION CHASIS: C1-1787					
MOTOR EURO 5.					
EQUIPADO EN ORIGEN CON GANCHO REMOLQUE NATO MILITAR					
(*) DIMENSIONES NEUMATICOS: 385/65R22.5-160G EN 1º Y 2º EJE Y 315/80R22.5-166-150G EN 3º Y 4º EJE.					
(*) TARA Y DIMENSIONES SIN CONTENEDOR					
DIMENSIONES MAXIMAS CON CONTENEDOR LONGITUD: 9425 MM.					
VOLADIZO POSTERIOR: 1586 MM.					
VEHICULO DESTINADO EXCLUSIVAMENTE A USO MILITAR					
18-02-2013. ASTURIAS.- DILIGENCIA PARA HACER CONSTAR QUE DONDE DICE: MMR S/F, C/F (Kg) 750/3500, DEBE DECIR: MMR S/F, C/F (Kg) 750/24000.					

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 38 de 60

Tarjeta TITV del Remolque portacontenedores

Nº SERIE [REDACTED] B		MATRÍCULA [REDACTED]	
MONTENEGRO IBÉRICA, S. A. CTRA. NAL. II, KM. 33,600 ALCALÁ DE HENARES (MADRID)			
Número de identificación: [REDACTED]		Nº CERTIFICADO [REDACTED]	
Clasificación del vehículo: 43.12 REMOLQUE PORTACONTENEDOR			
Marca: MONTENEGRO Tipo: 002214 Variante: M206.120.OC Denominación comercial: RCHT-2G-6.05 Tera (kg): 4.320 MTMA/MMA (kg): 20.000 MTMA/MMA 1ª E (kg): 10.000 MTMA/MMA 2ª E (kg): 10.000 MTMA/MMA 3ª E (kg): ***** MTMA/MMA 4ª E (kg): ***** MVSIS/F, c/F (kg): ***** Normativas: (R) 11 R 22.5 Nº de ejes: ***** Volumen de bodega: *****	Clase: ***** Altura total (mm): 4.000 Anchura total (mm): 2.550 Via anterior/posterior (mm): 1.850 Longitud total (mm): 8.455(*) Voladizo posterior (mm): 1.100 Distancia eje 1/2ª (mm): 4.335 Distancia eje 2/3ª (mm): ***** Distancia eje 3/4ª (mm): ***** Distancia 5ª rueda al R. (mm): ***** Motor: Marca: ***** Tipo: ***** Nº Cilindros/Cilindrada (cm³): ***** Potencia fiscal (kW) (CV DIN): *****		
Opciones incluidas en la homologación de tipo: UNIDAD PROVISTA DE: * SISTEMA ABS 48GM. * INSTALACION ELECTRICA APTA PARA ADR.			
Observaciones: (*) LONGITUD TOTAL INCLUIDA LANZA.			
Por las piezas de origen extranjero incorporadas a este vehículo se han satisfecho los correspondientes derechos de Aduanas. El abajo firmante, legalmente autorizado por MONTENEGRO IBÉRICA, S. A. , certifica que el vehículo carrozado cuyas características se reseñan en el tipo homologado con la contraseña D-1764 , así como con las opciones arriba indicadas, es conforme a lo establecido en el Reglamento de Aduanas de la Unión Europea.			
ALCALÁ DE HENARES, a 28 de NOVIEMBRE de 2007 MONTENEGRO IBÉRICA, S. A.			
Sociedad inscrita: Registro Mercantil de Madrid, tomo 3.809, Nº 2318, 4ª F. Sección 1ª del Libro de Sociedades, folio 47, hoja 21.236. Inscripción 1ª			
Reformas autorizadas:			

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 39 de 60

ANEXO 2: Certificados de calibración de los frenómetros utilizados

DESCRIPCIÓN FRENÓMETRO		
UBICACIÓN	Colmenar Viejo	Trujillo
MARCA	Histron	Ryme
MODELO	LOA VP	FRU-LIFT-PCR
Nº IDENTIFICACIÓN	LOAVP00006303-ML (0197004)	13/0010
SOFTWARE	0197004	N.A.
Nº CERTIFICADO CALIBRACION	1723FR0044	FMU-1511-14

	INFORME DE INTERCOMPARACIÓN	Código 2018.fBRAKE.01
		Rev. 0
		Fecha 28/01/2019
		Página 48 de 60

ANEXO 3: Certificados de calibración de las básculas utilizadas

DESCRIPCIÓN BÁSCULA		
UBICACIÓN	Colmenar Viejo	Trujillo
MARCA	CULMEN	PIBERNAT
MODELO	3026	S-120
Nº IDENTIFICACIÓN	140 M-1109	6006576
Nº CERTIFICADO CALIBRACION	76351	57326

Referencias bibliográficas

- [1] P. E. y. e. C. d. I. U. Europea, *Directiva 2010/48/UE de la Comisión, de 5 de julio de 2010, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 2009/40/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, relativa a la inspección técnica de los vehículos a motor y de sus remolques.*, 2010.
- [2] ISO, *ISO 21069-1: Road vehicles – Efficiency test for braking systems of vehicles with permissible maximum mass exceeding 3 500 kg performed on roller brake tester. Part I: Full air braking system.*, 2001.
- [3] ISO, *ISO 21069-2: Road vehicles – Efficiency test for braking systems of vehicles with permissible maximum mass exceeding 3 500 kg performed on roller brake tester.*, 2006.
- [4] UNE, *UNE 26110 - Vehículos de carretera: Criterios para la evaluación de la equivalencia de métodos de eficacia de frenado con respecto a los definidos en la Norma ISO 21069*, 2018.
- [5] I. y. C. Ministerio de Economía, *Manual de Procedimiento de Inspección de Estaciones ITV, Rev 7ª*, Madrid: Ministerio de Economía, Industria y Competitividad, Diciembre 2018.
- [6] CITA International Motor Vehicle Inspection Committee, 10 2018. [En línea]. Available: <http://citainsp.org/>.
- [7] CITA International Motor Vehicle Inspection Committee, «Recommendation no. 8: Brake testing of heavy vehicles and cars,» *CITA International Motor Vehicle Inspection Committee*, p. 14, Mayo 2005.
- [8] P. E. y. e. C. d. I. U. Europea, *Directiva 2009/40/CE del parlamento y del consejo, de 6 de mayo de 2009, relativa a la inspección técnica de los vehículos a motor y de sus remolques.*, 2009.
- [9] M. d. I. y. Energía, *Real Decreto 3273/1981, de 30 de octubre, sobre nueva redacción del Real Decreto 3073/1980, de 21 de noviembre, por el que se reorganizan los servicios de inspección Técnica de vehículos.*, 1981.
- [10] P. d. Gobierno, *R.D. 2344/1985, de 20 de noviembre, por el que se regula la inspección técnica de vehículos.*, 1985.
- [11] M. d. I. Presidencia, *Real Decreto 2042/1994, de 14 de octubre, por el que se regula la inspección técnica de vehículos*, 1994.
- [12] P. E. y. e. C. d. I. U. Europea, *Directiva 2014/45/UE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 3 de abril de 2014, relativa a las inspecciones técnicas periódicas de los vehículos de motor y de sus remolques, y por la que se deroga la Directiva 2009/40/CE.*, 2014.

- [13] P. E. y. e. C. d. l. U. Europea, *Directiva 2014/47/UE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 3 de abril de 2014, relativa a las inspecciones técnicas en carretera de vehículos comerciales que circulan en la Unión y por la que se deroga la Directiva 2000/30/CE.*, 2014.
- [14] C. d. l. U. Europea, *Directiva 1999/37/CE del Consejo de 29 de abril de 1999 relativa a los documentos de matriculación de los vehículos.*, 1999.
- [15] C. d. l. C. Europeas, *Directiva 2003/127/CE de la Comisión, de 23 de diciembre de 2003, por la que se modifica la Directiva 1999/37/CE relativa a los documentos de matriculación de los vehículos.*, 2003.
- [16] C. d. l. U. Europea, *Directiva 2006/103/CE del Consejo, de 20 de noviembre de 2006, por la que se adaptan determinadas directivas en el ámbito de la política de transporte, con motivo de la adhesión de Bulgaria y Rumanía.*, 2006.
- [17] C. d. l. U. Europea, *Directiva 2013/22/UE del Consejo, de 13 de mayo de 2013, por la que se adaptan determinadas directivas en el ámbito de la política de transportes, con motivo de la adhesión de la República de Croacia.*, 2013.
- [18] P. E. y. e. C. d. l. U. Europea, *Directiva 2014/46/UE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 3 de abril de 2014, por la que se modifica la Directiva 1999/37/CE del Consejo, relativa a los documentos de matriculación de los vehículos.*, 2014.
- [19] J. L. San Román García, A. Gauchía Babe y V. Díaz López, *Contribución de la Inspección Técnica de vehículos (ITV) a la Seguridad Vial 2012*, Madrid, 2012.
- [20] UNE, *UNE 82502:2007 sobre Instrumentos destinados a medir las fuerzas de frenada de vehículos a motor*, 2007.
- [21] R. Técnicas Reunidas de Automoción, «Frenómetro FRU 4,» 2016. [En línea]. Available: http://www.ryme.com/frenometro_FRU-4.html. [Último acceso: 11 09 2016].
- [22] MAHA (Maschinenbau Haldenwang GmbH & Co), *Frenómetros de rodillos para coches, furgonetas y vehículos industriales*, MAHA (Maschinenbau Haldenwang GmbH & Co), Ed., Haldenwang, 2017.
- [23] M. d. l. P. y. p. l. A. territoriales, *Real Decreto 920/2017, de 23 de octubre, por el que se regula la inspección*, Madrid, 2017.
- [24] Instituto de Seguridad de los Vehículos Automóviles (ISVA), «La inspección de frenos en vehículos industriales de MMA superior a 3.500 kg. Metodología para la determinación de la eficacia de frenado,» ISVA - Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, Madrid, España, 2002.
- [25] Á. Barba Nieto, J. L. San Román García y A. Muñoz Muñoz, «Aplicabilidad de la norma ISO 21069 al parque español de vehículos industriales para la determinación de la eficacia de frenado,» Universidad Carlos III de Madrid, Leganés (Madrid), 2012.
- [26] P. E. y. e. C. d. l. U. Europea, *Directiva 2007/46/CE por la que se crea un marco para la homologación de los vehículos de motor y de los remolques, sistemas, componentes y unidades técnicas independientes destinados a dichos vehículos*, 2018.

- [27] P. E. y. e. C. d. l. U. Europea, *Decisión nº 661/2009/UE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 13 de julio de 2009, relativo a los requisitos de homologación de tipo referentes a la seguridad general de los vehículos de motor, sus remolques y sists, comps y UTIs a ellos destinados*, 2009.
- [28] UNECE, *Reglamento no 13-H de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE) – Disposiciones uniformes sobre la homologación de los vehículos de turismo en lo relativo al frenado*, 2017.
- [29] UNECE, *Reglamento no 13 de la Comisión Económica para Europa (CEPE) de las Naciones Unidas – Disposiciones uniformes sobre la homologación de vehículos de las categorías M, N y O con relación al frenado*, 2018.
- [30] UNECE, «Text of the 1958 Agreement,» [En línea]. Available: <https://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29regs.html>. [Último acceso: 2018 Octubre 14].
- [31] P. d. Gobierno, R. D. 2028/1986, *de 6 de junio, por el que se dictan normas para la aplicación de determinadas Directivas de la CEE, relativas a la homologación de tipos de vehículos automóviles, remolques y semirremolques, así como de partes y piezas de dichos vehículos*, 2017.
- [32] M. d. I. T. y. Comercio, *Manual de Procedimiento de Inspección de Estaciones ITV, Rev 6ª*, Madrid: Ministerio de Industria Turismo y Comercio, Enero 2009.
- [33] C. y. T. Ministerio de Industria, «Revisión 8ª del Manual de Procedimiento de Inspección de las Estaciones ITV,» Ministerio de Industria, Comercio y Turismo, [En línea]. Available: https://www.mincotur.gob.es/industria/es-ES/participacion_publica/Paginas/Cerradas/rev-manual-estaciones-itv.aspx. [Último acceso: 2018 Octubre 14].
- [34] M. d. l. Presidencia, R.D. 711/2006, *de 9 de junio, por el que se modifican determinados reales decretos relativos a la inspección técnica de vehículos (ITV) y a la homologación de vehículos, sus partes y piezas, y se modifica, asimismo, el Reglamento General de Vehículos*, 2006.
- [35] M. d. l. Presidencia, *Real Decreto 2822/1998, de 23 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento General de Vehículos.*, 2018.
- [36] C. d. l. U. Europea, *Directiva 96/96/CE del Consejo, del 20 de diciembre de 1996, sobre la aproximación de las legislaciones de los Estados Miembros relativas a la inspección técnica de los vehículos de motor y de sus remolques*, 1996.
- [37] J. M. Valencia Valverde, «Estudio y análisis de los sistemas y procesos que existen para comprobar la eficacia de frenado de los vehículos pesados, simulando la carga máxima que pueden transportar,» Verificaciones Industriales de Andalucía, S.A., VEIASA, 2011.
- [38] C. Senabre Blanes, S. Valero Verdú y E. Velasco Sánchez, «Estudio de la idoneidad del frenómetro de rodillos de ITV como sistema de verificación del frenado,» Universidad Miguel Hernandez de Elche, Elche, 2013.

- [39] Á. Barba Nieto, J. L. San Román García, V. Díaz López y A. Gauchía Babé, «fBRAKE: Alternative methodology for braking efficiency determination on vehicle technical inspection according to Directive 2010/48/EU,» *International Journal of Heavy Vehicle Systems (IJHVS)*, vol. 22, nº 4, pp. 311 - 337, 2015.
- [40] M. Rybianský, «Brake Testing in the Slovak Republic. Service Brake Efficiency of Vehicles with GVW Exceeding 3,5 t,» 2013. [En línea]. Available: http://www.testek.sk/files/prez/brake_testing_slovakia_2013.pdf. [Último acceso: 11 09 2016].
- [41] Instituto de Seguridad de los Vehículos Automóviles (ISVA), «Jornada técnica: Frenada en ITV de vehículos Industriales. Resultados de los ensayos realizados en la estación ITV,» ISVA - Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, Madrid, España, 2014.
- [42] Boletín Oficial de la Comunidad de Murcia, *Instrucción sobre actuaciones para la aplicación de lo dispuesto en la Orden Ministerial ITC/3124/2010 por la que se traspone la Directiva 2010/48/UE, de 5 de julio de 2010, relativa a la medición de la eficacia de frenada para vehículos con MMA>3.500 kg*, 5 de julio de 2013.
- [43] C. d. I. C. Europeas, *Directiva 71/320/CEE del Consejo, de 26 de julio de 1971, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados Miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y de sus remolques*, 1971.
- [44] DGT, 03 2017. [En línea]. Available: <http://www.dgt.es/es/seguridad-vial/estadisticas-e-indicadores/parque-vehiculos/tablas-estadisticas/>.
- [45] DIN, *DIN 74000: Hydraulic braking systems; dual circuit brake systems; symbols for brake circuits diagrams.*, 1992.
- [46] J. M. Alonso Perez, *Sistemas de transmisión y frenado*, 1ª ed., Madrid: Paraninfo, S.A, 2014.
- [47] W. E. BVBA, *Sistemas y componentes en vehículos industriales*, 2ª ed., Bruselas: WABCO Europe BVBA, 2013.
- [48] F. Aparicio Izquierdo, C. Vera Álvarez y V. Díaz López, *Teoría de los vehículos automóviles*, Madrid, España: Sección de publicaciones de la E.T.S.I.I. Universidad Politécnica de Madrid, 1995.
- [49] J. Taborek, *Mechanics of vehicles*, Cleveland (Ohio): Penton IPC/Education, 1957.
- [50] P. Luque, D. Álvarez y C. Vera, *Ingeniería del Automóvil. Sistemas y Comportamiento dinámico.*, Madrid, España: Ed. Thomson, 2008.
- [51] Wikipedia, «Efecto tijera,» 26 09 2017. [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Efecto_tijera. [Último acceso: 2018 08 12].
- [52] AECA-ITV, «Poster de Masas y Dimensiones Autorizadas para camiones,» 02 2010. [En línea]. Available: <https://www.aeca->

- itv.com/wp-content/uploads/2017/03/cartel-masas-y-dimensiones.pdf.
- [53] UNECE, *Reglamento n.º 55 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE) relativo a las prescripciones uniformes sobre la homologación de los dispositivos mecánicos de acoplamiento de vehículos combinados*, 2015.
- [54] S. Bennett, Heavy Duty Truck Systems, New York (EEUU): DELMAR CENGAGE Learning, 2006.
- [55] R. B. GmbH, «Sistemas de freno convencionales y electrónicos,» Stuttgart, Robert Bosch GmbH, 2003, p. 22.
- [56] Cojali, «Cojali,» 2015. [En línea]. Available: <https://www.cojali.com/documentos/PlanFormativoCojali.pdf>. [Último acceso: 12 08 2018].
- [57] W. E. BVBA, Componentes de frenos neumáticos para vehículos remolcados, Madrid: WABCO Europe BVBA, 2010.
- [58] W. E. BVBA, Trailer EBS C / D Descripción del sistema, Madrid: BVBA, WABCO Europe, 2010.
- [59] Á. Barba Nieto y J. L. San Román García, «Análisis de las fuerzas de frenado de semirremolques y remolques de eje central sobre frenómetro de rodillos en inspección,» Universidad Carlos III de Madrid, Leganés (Madrid), 2014.
- [60] D. Alvarez Mantaras y P. Luque Rodriguez, Estudio del automóvil: Investigación de accidentes de tráfico, ISBN: 9788483173480 ed., Oviedo: Universidad de Oviedo, 2003.
- [61] Á. Barba Nieto, J. L. San Román García, V. Díaz López y S. Sanz Sánchez, «Analysis of results obtained on vehicle technical inspection using fBRAKE in Spain and development of a new model for semi-trailers based on Regulation No. 13,» *International Journal of Heavy Vehicle Systems (IJHVS)*, vol. 25, n.º 2, pp. 163 - 188, 2018.
- [62] A. ITV, «Informe sobre comparativa de pruebas de frenos en pista y frenómetro en semirremolque,» AECA ITV, Zaragoza, Mayo 2014.
- [63] AECA-ITV, «Poster de Masas y Dimensiones Autorizadas para camiones (Junio 2017),» 06 2017. [En línea]. Available: <https://www.aeca-itv.com/wp-content/uploads/2018/01/Poster-Masas-y-Dimensiones-AECA-ITV-Rev5-2017.pdf>.
- [64] J. Carpenter y J. Bithell, «Bootstrap confidence intervals: when, which, what? A practical guide for medical statisticians,» de *Stat. Med.* 19, 2000, p. 1141-1164.
- [65] AECA-ITV, AECA-ITV 001-2014 rev.1: Valores y criterios de aceptación y rechazo de las calibraciones y verificaciones de los equipos normalmente utilizados en las inspecciones técnicas en las estaciones ITV, Madrid, 2014.

-
- [66] J. C. f. G. i. M. (JCGM), «Evaluation of measurement data – Supplement 1 to the “Guide to the expression of uncertainty in measurement” – Propagation of distributions using a Monte Carlo method,» de *JCGM 101:2*, 2008, p. 90.
- [67] M. T. Pueyo Vigata, «Intercomparación para la validación de un método alternativo para la obtención de la eficacia de frenado de un vehículo,» 2019.
- [68] AUDI, Octubre 2012. [En línea]. Available: <http://www.audi.es/es/brand/es.html>.
- [69] ISO, *ISO 13528: Statistical methods for use in proficiency testing by interlaboratory comparison*, Switzerland, 2005.
- [70] B. Efron, «Bootstrap Methods: Another Look at the Jackknife,» de *Ann. Stat.* 7, 1979, p. 1–26.
- [71] T. Hesterberg, «Simulation and bootstrapping for teaching statistics,» de *Am. Stat. Assoc. Proc. Sect. Stat. Educ.*, 1998, p. 44–52.
- [72] T. Hesterberg, «What Teachers Should Know about the Bootstrap: Resampling in the Undergraduate Statistics Curriculum,» de *arXiv Prepr. arXiv1411.5279*, 2014.
- [73] R. Gutiérrez Moizant, M. B. Ramírez Berasatégui, E. Olmeda Santamaría y V. Díaz López, «Practical Case Application for Stress Model Validation and Enhancement by Means of Metrological Tools,» de *Strain.* 51, 2015, p. 379–390.
- [74] Á. Barba Nieto, J. L. San Román García y V. Díaz López, «Laboratorio virtual para la medición de las fuerzas de frenado en inspección del parque de vehículos industriales,» *XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica*, 2014.

